

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет  
Двигуни внутрішнього згорання

## Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

бакалавра

на тему Бензиновий 1-циліндровий двигун потужністю 8 кВт при 4700 хв<sup>-1</sup>  
для мотоблоку

Gasoline single-cylinder engine with power of 8 kW at 4,700 min<sup>-1</sup>  
for two-wheel tractor

Виконав: студент 4 курсу, групи T-419  
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Водяний В.В.

Керівник д.т.н., професор Г. І. Слинко

Рецензент \_\_\_\_\_

Запоріжжя  
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет транспортний

Кафедра «Двигуни внутрішнього згорання»

Ступінь вищої освіти бакалавр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**Завідувач кафедри «Двигуни  
внутрішнього згорання»**

\_\_\_\_\_ Слинко Г. І.  
\_\_\_\_\_ 2023 року

**З А В Д А Н Н Я**

**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)**

Водяний Віталій Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Бензиновий 1-циліндровий двигун потужністю 8 кВт при 4700 хв<sup>-1</sup> для мотоблоку

керівник проекту (роботи) Слинко Г. І., д.т.н., професор

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від \_\_\_\_\_ 2023 № \_\_\_\_\_

2. Строк подання студентом проекту (роботи) \_\_\_\_\_ червня 2023 року.

2. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний 1-циліндровий бензиновий карбюраторний двигун номінальною потужністю 8 кВт при 4700 хв<sup>-1</sup> для мотоблоку.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) виконати тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі; виконати динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі; виконати розрахунок системи мащення; розрахувати на міцність поршень.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) результати теплового розрахунку двигуна; результати динамічного розрахунку двигуна; повздовжній та поперечний розрізи двигуна; поршень

## 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Слинько Г.І., д.т.н., професор		
нормо-контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання «22» травня 2023 року.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	23.05.2023	
2	Розділ 1 Техніко-економічне обґрунтування проекту	25.05.2023	
3	Розділ 2 Тепловий розрахунок двигуна	27.05.2023	
4	Розділ 3 Динамічний розрахунок двигуна	29.05.2023	
5	Розділ 4 Конструювання двигуна	01.06.2023	
6	Розділ 5 Розрахунок системи мащення	03.06.2023	
7	Розділ 6 Розрахунок на міцність поршня	05.06.2023	
8	Розділ 7 Висновків з роботи	07.06.2023	
9	Розробка креслень	09.06.2023	
10	Оформлення роботи, нормоконтроль	11.06.2023	
11	Розробка презентації та доповіді до захисту	12.06.2023	
12	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	13.06.2023	

Студент(ка)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Водяний В.В.

Керівник проекту (роботи)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Слинько Г.І.

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 71 с., 8 табл., 15 рис., 13 джерел, 1 додаток.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЗАПАС МІЦНОСТІ,  
КОРІННА ШИЙКА, ОБЕРТАЛЬНИЙ МОМЕНТ, ПОРШЕНЬ, ПОТУЖНІСТЬ,  
ПРОЕКТУВАННЯ, СИЛА, ШАТУННА ШИЙКА

Розраховано і спроектовано бензиновий 1-циліндровий двигун внутрішнього згорання для мотоблоку ефективною потужністю  $N_e = 8$  кВт при  $n = 4700$  хв<sup>-1</sup>. Технічним ефектом проекту є збільшення ступеня стиснення двигуна з  $\epsilon = 8,5$  до  $\epsilon = 9,5$  із відповідним збільшенням октанового числа використовуваного палива до марки А-92 ДСТУ 7687:2015. Внаслідок цього розраховано збільшення потужності двигуна на 8,84 %. Виконаний тепловий і динамічний розрахунки двигуна із використанням комп'ютерної програми Engine Calculation. Отримано індикаторні та ефективні показники, побудовано індикаторні діаграми в координатах  $p-V$  і  $T-V$ , діаграми сил та обертальних моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму. Розраховано систему мащення двигуна, яка забезпечує надійне мащення шийок колінчастого валу на номінальному режимі роботи. Виконано розрахунок на міцність поршня. Розраховані напруження у всіх елементах поршня менші за граничні значення, тобто поршень має достатній запас міцності.

## ЗМІСТ

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТА	6
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	9
2.1 Методи вирішення задачі	9
2.2 Підготовка даних до теплового розрахунку	10
2.3 Контроль результатів теплового розрахунку	18
3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	21
3.1 Розрахунок основних сил та обертового моменту	21
3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	24
3.3 Сили інерції обертованих мас	27
3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу	28
3.5 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу	32
3.6 Обертовий момент двигуна	32
4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА	35
4.1 Опис та робота агрегату	35
4.2 Системи двигуна	40
4.3 Відмінні особливості проєктованого двигуна	45
5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДВИГУНА	46
5.1 Загальні положення	46
5.2 Розрахунок масляного насоса	46
5.3 Розрахунок підшипника ковзання шатунної шийки	51
6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ	56
6.1 Початкові дані для розрахунку	56
6.2 Розрахунок елементів поршня на міцність	57
6.3 Розрахунок теплових зазорів	62
7 ВИСНОВКИ	64
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	66
ДОДАТОК А	68

## 1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТА

Розвиток економіки України нерозривно пов'язаний із збільшенням виробництва та реалізації продукції. Вітчизняна машинобудівна промисловість, у свою чергу, всіма силами намагається задовольнити потреби споживачів, і при цьому регулярно впроваджувати нові розробки та проектні рішення.

Сучасні засоби механізації з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ) від різних світових виробників широко використовуються в приватному секторі, менше – в комунальному господарстві, промисловості, сільському господарстві, будівництві тощо. Це мотоблоки, мотокари, бензопили, газонокосарки різних типів (трімери), електростанції (бензинові та дизельні генератори), садовий інструмент, бензорізи, мотонасоси, мотобури тощо.

Доступні на ринку України мотоблоки в залежності від маси та потужності двигуна мають широку лінійку потужності:

- легкі – від 2,5 кВт до 4,5 кВт.
- середні – від 2,5 кВт до 7 кВт.
- важкі – від 7 кВт до 16 кВт.

Двигуни для мотоблоків – бензинові, або дизельні. Останні мають більшу вартість, проте кращу паливну економічність. Двигуни 1-циліндрові, 4-тактні, з механізмом газорозподілу з 2 клапанами на циліндр.

Оскільки максимальна швидкість мотоблоку невелика ( $\pm 5$  км/год), і немає набігаючого потоку повітря, система охолодження повітряна, з примусовим приводом вентилятора.

Мотоблоки малої потужності переважно мають ручний запуск, двигуни середніх та важких мотоблоків запускаються від електростартера.

До вихідного валу двигуна (валу відбору потужності), в залежності від потреб, приєднуються різні механізми (плуг, косарка, розпушувач, снігоприбиральник, візок тощо). Частина мотоблоків не мають валу відбору потужності – крутний момент знімається ременем зі шківів.

Перед тим, як приступити до конструювання ДВЗ, потрібно проаналізувати його основні показники.

Головними показниками двигунів для засобів малої механізації є [1, 2]:

- масо-габаритні показники;
- економічні показники;
- виробничо-технічні та ремонтно-експлуатаційні якості.

Екологічні показники для малопотужної техніки не є вирішальними при проектуванні нової техніки, а також при виборі/порівнянні моделей техніки споживачем.

Основні виробники [3–6]:

- Мотор Січ, Кентавр (Україна);
- ДТЗ, Зоря (Україна/КНР);
- Tatra Garden (Чехія);
- Sadko (Словенія);
- Powermat (Польща);
- Bizon (Білорусь);
- Solo (Франція);
- AGT (Румунія);
- Armateh (Австрія);
- Stiga (Швеція), Husqvarna (Швеція/КНР);
- Konner&Sohnen, Grunfeld (ФРН/КНР);
- Grillo (Італія);
- Iron Angel (Нідерланди);
- Daewoo (Корея), Hyundai (Корея);
- GTM, Tata, AL-KO, WEIMA, Forte, БелМотор, Intertool, Kipor, Patriot, Prorab, ZS, Темп (КНР).

З проведеного аналізу ринку мотоблоків можна стверджувати, що головним критерієм популярності кожної моделі є співвідношення ціна/якість даної моделі в комплектації з певним двигуном і витрата палива. Із наведеної вище кількості виробників більша частина – більш дешевого класу.

Згідно до теми дипломного проєкту, розробляється 4-тактний 1-циліндровий бензиновий карбюраторний двигун номінальною потужністю 8 кВт при  $4700 \text{ хв}^{-1}$  для мотоблоку.

При конструюванні двигуна спираємось на конструкцію двигуна-прототипу – Мотор Січ МС-10 (номінальна потужність 7,35 кВт при  $4500 \text{ хв}^{-1}$ ).

Оскільки двигун МС-10 розрахований на використання палива бензину А-80, якого на ринку України вже немає (і не буде), є доцільним збільшити ступінь стиснення двигуна з  $\epsilon = 8,5$  до  $\epsilon = 9,5$  із відповідним збільшенням октанового числа використовуюваного палива до марки А-92 ДСТУ 7687:2015.

Збільшення потужності двигуна з 7,35 кВт до 8 кВт (на 8,84 %) потребує збереження надійності (моторесурсу) двигуна забезпеченням умов мащення. Тому в дипломному проєкті розраховано систему мащення двигуна, розраховано підшипник ковзання шатунної шийки з визначенням шару моторної оливи в зазорі шийка – підшипник.

Спроекований двигун за своїми характеристиками буде перевершувати двигун-прототип, тобто буде більш конкурентоздатним на ринку.

## 2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

### 2.1 Методи вирішення задачі

Тепловий розрахунок циклу двигуна внутрішнього згорання виконується за методикою професора Єгорова [7] з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation [8].

Результатом теплового розрахунку в програмі Engine Calculation є:

– індикаторні показники двигуна:

а) індикаторна робота  $L_i$ ;

б) середній індикаторний тиск  $p_i$ ;

в) індикаторний ККД  $\eta_i$ ;

г) питома індикаторна витрата палива  $g_i$ ;

– ефективні показники двигуна:

а) ефективна потужність двигуна  $N_e$ ;

б) середній ефективний тиск  $p_e$ ;

в) питома витрата палива  $g_e$ ;

г) ефективний ККД  $\eta_e$ ;

– значення величин стану робочого тіла (температура, тиск) протягом циклу.

Для розрахунку в програмі Engine Calculation використана фізико-математична модель другого рівня другої модифікації. ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

– перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;

– рівняння балансу маси;

– рівняння енергетичного балансу;

– рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для

визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

Математичним формулюванням ФММ другого рівня є система 4-х рівнянь в диференціальній формі [7, 8]:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_n r_k \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{rc} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_{v,m}} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

## 2.2 Підготовка даних до теплового розрахунку

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску  $p_e$  залежно від тиску наддуву  $p_k$ , температури наддувочного повітря  $T_k$  і типу двигуна. Проектований двигун атмосферний (тобто  $p_k = p_o = 101,3$  кПа,  $T_k = T_o = 293$  К), тоді згідно до рекомендацій [8] приймаємо  $p_e = 0,68$  МПа.

Розраховуємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{8 \cdot 10^3}{1 \cdot 0,68 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{4700} = 300,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.2)$$

Діаметра циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003004}{3,14 \cdot 0,78}} = 0,0789 \text{ м}, \quad (2.3)$$

де  $S/D = 0,78$  – приймаємо за прототипом.

Округлюємо до найближчого значення  $D = 0,079 \text{ м} = 79 \text{ мм}$ .

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,079 \cdot 0,78 = 0,0616 \text{ м.} \quad (2.4)$$

Округлюємо до найближчого значення  $S = 0,062 \text{ м} = 62 \text{ мм}$ .

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,062}{2} = 0,031 \text{ м.} \quad (2.5)$$

Уточнюємо величину робочого об'єму циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,079^2}{4} 0,062 = 304 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \quad (2.6)$$

Далі розраховуємо усі величини, які використовуються в комп'ютерній програмі Engine Calculation, заносимо їх до таблиці 2.1.

Тактність – 4-тактний.

Конфігурація – рядний.

Паливо – бензин.

Теплота згорання палива  $H_{uT} = 44 \text{ МДж/кг}$ .

Показник процесу згорання вибираємо на основі рекомендацій [8]. Для бензинових ДВЗ  $m_1 = 3,2 \dots 4,0$ . Приймаємо  $m_1 = 3,4$ .

Площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,079^2 = 0,00490 \text{ м}^2. \quad (2.7)$$

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна  $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$  є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-

шатунового механізму. Для автотракторних ДВЗ  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$  [8]. За геометричними даними двигуна-прототипа приймаємо довжину шатуна  $L_{ш} = 0,1$  м. Тоді

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = \frac{0,031}{0,1} = 0,31. \quad (2.8)$$

Площа теплообміну поршня  $F_{п'}$  залежить від конфігурації днища. У проектованого двигуна днище має напівсферичну форму, тому  $F_{п'} > F_{п}$ ,

$$F_{п'} = 1,02 \cdot F_{п} = 1,02 \cdot 0,00490 = 0,00500 \text{ м}^2. \quad (2.9)$$

Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення. У проектованого двигуна камера стиснення має клиновидну форму, тому

$$F_k = 1,2 \cdot F_{п} = 1,2 \cdot 0,00490 = 0,00588 \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} = \frac{3,14}{2} 0,079^2 \cdot 0,031 \cdot \frac{1}{9,5 - 1} = 35,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (2.11)$$

Двигун не має наддуву, тому тиск  $p_k = p_o = 101300$  Па.

Температура повітря на вході в двигун  $T_k = T_o = 293$  К.

Кут початку згорання  $\varphi_c$  у бензинових двигунів залежить від кута випередження запалювання  $\Delta\varphi_{оп}$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 30 = 330^\circ \text{ ПКВ}, \quad (2.12)$$

де  $\Delta\varphi_{оп} = 30^\circ$  – приймаємо для номінального режиму роботи двигуна;

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання  $\Delta\varphi_{сг}$

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 330 + 55 = 385^\circ \text{ ПКВ.} \quad (2.13)$$

Кутова швидкість обертання кривошипа  $\omega$  визначається за частотою обертання колінчастого валу  $n$ ,  $\text{с}^{-1}$ :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 4700}{60} = 491,9 \text{ с}^{-1}. \quad (2.14)$$

Коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі приймаємо  $\alpha = 0,7$ .

Цикловий масовий заряд повітря  $\Delta m_{вц}$

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,000422 \cdot 1,205 \cdot 0,722 = 235 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл,} \quad (2.15)$$

де  $\rho_k$  – щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (2.16)$$

$\eta_v$  – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{вп}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_\Gamma}, \quad (2.17)$$

$$\eta_v = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot \frac{101300 - 10130}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 5 + 0,16 \cdot 1000} = 0,644.$$

де  $\Delta p_{\text{вп}} = 0,1 \cdot p_{\text{к}} = 0,1 \cdot 101300 = 10130$  Па – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 5$  К – підігрів заряду на впуску;

$\gamma = 0,16$  – коефіцієнт залишкових газів;

$T_{\text{Г}} = 1000$  К – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_0} = \frac{235 \cdot 10^{-6}}{0,7 \cdot 14,96} = 22,49 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (2.18)$$

Середня температура стінок  $T_{\text{w}}$  залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Приймаємо  $T_{\text{w}} = 570$  К.

Далі розраховуємо початкові умови циклу:

– початковий тиск

$$p_{\text{а}} = p_{\text{к}} - \Delta p_{\text{вп}} = 101300 - 10130 = 91170 \text{ Па;} \quad (2.19)$$

– початкова температура

$$T_{\text{а}} = \frac{1}{1 + \gamma} (T_{\text{к}} + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_{\text{Г}}), \quad (2.20)$$

$$T_{\text{а}} = \frac{1}{1 + 0,16} (293 + 5 + 0,16 \cdot 1000) = 394,8 \text{ К;} \quad (2.21)$$

– початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, тому:

$$m_{\text{а}} = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,16) \cdot 235 \cdot 10^{-6} = 273,1 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл;} \quad (2.21)$$

– початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot 0,000304 = 339,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (2.22)$$

Початкові параметри робочого тіла повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a, & (2.23) \\ 91170 \cdot 339,5 \cdot 10^{-6} &= 287 \cdot 273,1 \cdot 10^{-6} \cdot 394,8, \\ 30,9522 &= 30,9443. \end{aligned}$$

Похибка цього рівняння складає  $\left| \frac{30,9522 - 30,9443}{30,9443} \right| \cdot 100\% = 0,03\%$ .

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються. Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$\begin{aligned} m_A &= [m'_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_{ш}] \cdot F_{п}, & (2.24) \\ m_A &= [95 + 0,25 \cdot 150] \cdot 0,00490 = 0,649 \text{ кг}, \end{aligned}$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини  $m'_n = 95 \text{ кг/м}^2$  і  $m'_{ш} = 150 \text{ кг/м}^2$  в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ [8] і двигуна-прототипа.

Розраховані величини заносимо до таблиці 2.1. Після розрахунку в програмі Engine Calculation отримано протоколи теплового (таблиця 2.2) і динамічного (таблиця 3.1) розрахунків.

Таблиця 2.1 – Дані для розрахунку робочого циклу бензинового двигуна

№	Найменування величини	Значення величин	Позначення і одиниці виміру
I.	Тактність	4-тактний	–
II.	Паливо	бензин	–
III.	Тип двигуна 1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання	44 3,40	$H_{ут}$ , МДж/кг $m_1$
IV.	Конструктивні дані 2. Кількість циліндрів 4. Рядний; V-подібний 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	1 – 0,079 $4,90 \cdot 10^{-3}$ 0,031 0,31 $5,00 \cdot 10^{-3}$ $5,88 \cdot 10^{-3}$ $35,7 \cdot 10^{-6}$	$i$ – $D$ , м $F_{п}$ , м <sup>2</sup> $r_k$ , м $\lambda_k$ $F_{п}'$ , м <sup>2</sup> $F_k$ , м <sup>2</sup> $V_c$ , м <sup>3</sup>
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 12. Температура повітря	101300 293	$p_k$ , Па $T_k$ , К
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	330 385	$\varphi_c$ , град. $\varphi_z$ , град.
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	491,9 0,7 $22,49 \cdot 10^{-6}$ 570	$\omega$ , рад/с $\alpha$ $\Delta m_{тц}$ , г/цикл $T_w$ , К
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 22. Об'єм робочої порожнини	91170 394,8 $273,1 \cdot 10^{-6}$ $339,5 \cdot 10^{-6}$	$p_a$ , Па $T_a$ , К $m_a$ , кг/цикл $V_a$ , м <sup>3</sup>
IX.	Дані до динамічного розрахунку 24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,649	$m_A$ , кг
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi$ , град.

Студент групи Т-419

Керівник д.т.н., професор

Водяний В.В.

Слинько Г. І.

Таблиця 2.2 – Протокол теплового розрахунку бензинового двигуна на номінальному режимі

φ, °ПКВ	P, Па	T, К	m, кг	V, м <sup>3</sup>
180	88327	394,9	0,000273	0,000339
190	89151	396,7	0,000273	0,000338
200	91200	400,1	0,000273	0,000333
210	94627	405,0	0,000273	0,000325
220	99705	411,9	0,000273	0,000314
230	106862	420,9	0,000273	0,000299
240	116746	432,3	0,000273	0,000281
250	130332	446,8	0,000273	0,000260
260	149104	465,0	0,000273	0,000237
270	175371	487,6	0,000273	0,000211
280	212815	515,8	0,000273	0,000184
290	267442	551,0	0,000273	0,000156
300	349260	594,8	0,000273	0,000129
310	474970	649,1	0,000273	0,000104
320	671273	715,8	0,000273	0,000081
330	973725	794,3	0,000273	0,000062
340	1421443	891,1	0,000273	0,000048
350	2347774	1188,9	0,000275	0,000039
360	4520163	2057,2	0,000282	0,000036
370	5765725	2751,2	0,000292	0,000039
380	4792099	2778,4	0,000295	0,000048
390	3336135	2514,5	0,000296	0,000062
400	2305462	2271,4	0,000296	0,000081
410	1640421	2071,5	0,000296	0,000104
420	1213982	1910,1	0,000296	0,000129
430	935219	1780,2	0,000296	0,000156
440	748046	1675,3	0,000296	0,000184
450	618966	1590,2	0,000296	0,000211
460	527831	1520,9	0,000296	0,000237
470	462256	1464,3	0,000296	0,000260
480	414432	1418,1	0,000296	0,000281
490	379310	1380,3	0,000296	0,000299
500	353554	1349,5	0,000296	0,000314
510	334932	1324,6	0,000296	0,000325
520	321952	1304,9	0,000296	0,000333
530	313647	1289,6	0,000296	0,000338
540	305725	1279,3	0,000296	0,000339

МС-10 модерн.

Дата:06.05.2023

 $L_i = 271,925824$  Дж/цикл $P_i = 895264,417725$  Па $\eta_i = 0,475573$  $g_i = 0,297743$  кг/(кВт·год)

### 2.3 Контроль результатів теплового розрахунку

Протокол теплового розрахунку (таблиця 2.2) містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах повороту кривошипа колінчастого валу (ПКВ)  $\varphi$ . Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа для 4-тактного ДВЗ  $\varphi = 0 \dots 720^\circ$  ПКВ.

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

– індикаторна робота  $L_i = 271,93$  Дж/цикл;

– середній індикаторний тиск  $p_i = 0,8953$  МПа;

– індикаторний ККД  $\eta_i = 0,4756$ ;

– питома індикаторна витрата палива  $g_i = 0,2977 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$ .

Питомі індикаторні показники ДВЗ порівнюють з досягнутими нині передовими двигунобудівельними фірмами (таблиця 2.3). Розрахований двигун має погіршені показники ефективності ( $p_i$ ) та економічності ( $g_i$ ), що пояснюється простотою конструкції двигуна викликаних його використанням, зокрема: обмежений газообмін, карбюраторна система паливоподачі, постійний кут випередження запалювання.

Таблиця 2.3 – Індикаторні показники сучасних двигунів [8]

Тип двигунів	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$g_i$ , кг/(кВт·год)
Бензинові без наддува	1,10 ... 1,20	0,35 ... 0,40	0,205 ... 0,250

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску  $p_{\max} = 5,766$  МПа (при  $\varphi = 370^\circ$  ПКВ) і максимальної температури  $T_{\max} = 2842,9$  К (при  $\varphi = 375^\circ$  ПКВ). Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевершували відповідні максимальні допустимі  $p_{\text{доп}}$  і  $T_{\text{доп}}$ , наведені в таблиці 2.4 – дана вимога виконується.

Таблиця 2.4 – Максимальний тиск і температура за цикл [8]

Тип двигунів	$p_{\text{доп}}$ , МПа	$T_{\text{доп}}$ , К
Бензинові	8 ... 10	3000 ... 3200

Розраховуємо ефективні показники двигуна:

– ефективна потужність двигуна

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 1 \cdot 271,93 \cdot \frac{4700}{2 \cdot 60} \cdot 0,75 = 7,99 \text{ кВт}, \quad (2.25)$$

де  $\eta_m = 0,75$  – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат;

– середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 0,8953 \cdot 0,75 = 0,671 \text{ МПа}; \quad (2.26)$$

– питома ефективна витрата палива

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,2977 / 0,75 = 0,3969 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (2.26)$$

– ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4756 \cdot 0,75 = 0,357. \quad (2.27)$$

Похибка розрахунку складає:

– за ефективною потужністю  $\left| \frac{7,99 - 8}{8} \right| \cdot 100 = 0,2 \%$ ;

– за середнім ефективним тиском  $\left| \frac{0,671 - 0,68}{0,68} \right| \cdot 100 = 1,3 \%$ .

– за ефективною питомою витратою палива  $\left| \frac{0,3969 - 0,41}{0,41} \right| \cdot 100 = 1,3 \%$ .

За отриманими значеннями похибок  $\leq 1,3 \%$  можна стверджувати, що тепловий розрахунок виконано вірно.

За даними таблиці 2.2 будуємо індикаторні діаграми двигуна температури та тиску двигуна (рисунок 2.1). Через особливості використаної ФММ та програми Engine Calculation криві  $p$ ,  $T$  показано тільки для процесів стиснення та розширення ( $\varphi = 180 \dots 540^\circ$  ПКВ).

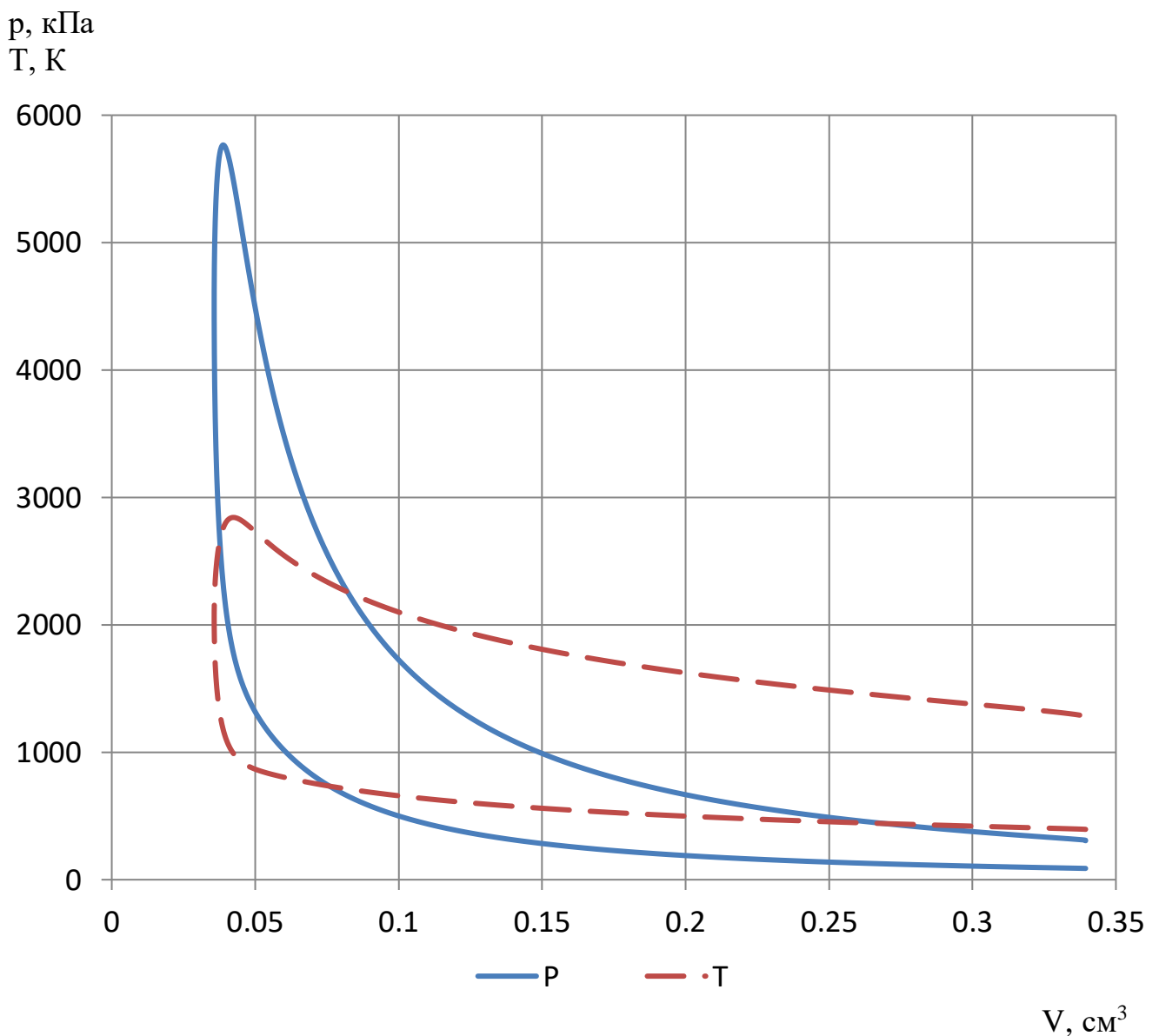


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма тиску  $p(V)$  та температури  $T(V)$  двигуна

### 3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок двигуна виконують з метою визначення основних сил і обертальних моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі.

#### 3.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту

Протокол динамічного розрахунку (таблиця 3.1) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, і обертального моменту двигуна. На поршень діють сили:

- осьова  $P$ ;
- бічна  $N$ ;

Вздовж осі шатуна діє сила  $S$ .

На кривошип діють сили:

- тангенціальна  $T$ ;
- нормальна  $K$

В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу  $\varphi = 0^\circ$  до  $\varphi = 720^\circ$  (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису  $\Delta\varphi = 20^\circ$ . Проводимо розрахунок для кута  $\varphi = 180^\circ$  ПКВ, для інших кутів від  $\varphi = 0^\circ$  до  $\varphi = 720^\circ$  розрахунки виконуються аналогічно.

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P = (p - p_o) \cdot F_{\pi} - m_A r_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (3.1)$$

$$P = (88327 - 101300) \cdot 0,0049 - 0,649 \cdot 0,031 \cdot 491,9^2 \cdot (\cos 180^\circ + 0,31 \cdot \cos 360^\circ) = 3295,4 \text{ Н,}$$

де  $p = 88327$  Па – тиск в циліндрі при куті повороту колінчастого валу  $\varphi = 180^\circ$  ПКВ;

$p_0 = 101300$  Па – тиск в картері, приймаємо рівним атмосферному тиску;

$F_{\Pi} = 0,0049$  м<sup>2</sup> – площа перерізу циліндра;

$m_A = 0,649$  кг – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А (центр осі поршневого пальця);

$r_k = 0,031$  м – радіус кривошипа;

$\omega = 491,9$  рад/с – кутова швидкість обертання колінчастого валу;

$\varphi = 180^\circ$  ПКВ – кут повороту колінчастого валу;

$\lambda_k = 0,31$  – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна.

Значення тригонометричних функцій знаходимо за допомогою табличних даних [9]. Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P \cdot \operatorname{tg}\beta \quad (3.2)$$

$$N = 3295,4 \cdot 0 = 0 \text{ Н}$$

де  $\beta$  – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi), \quad (3.3)$$

$$\beta = \arcsin(0,31 \cdot \sin 180^\circ) = 0.$$

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P}{\cos\beta}, \quad (3.4)$$

$$S = \frac{3295,4}{1} = 3295,4 \text{ Н.}$$

Таблиця 3.1 – Протокол динамічного розрахунку двигуна

$\varphi$ , ° ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-6427	0	-6427	0	-6427	0
20	-5780	-616	-5813	-2556	-5221	-79
40	-4041	-822	-4124	-3227	-2567	-100
60	-1729	-482	-1795	-1738	-447	-54
80	523	168	549	544	-74	17
100	2214	710	2325	2057	-1083	64
120	3139	875	3259	2281	-2327	71
140	3418	695	3487	1664	-3065	52
160	3369	359	3388	815	-3289	25
180	3295	0	3295	0	-3295	0
200	3369	-359	3388	-815	-3289	-25
220	3459	-703	3530	-1685	-3102	-52
240	3264	-910	3389	-2372	-2420	-74
260	2498	-801	2623	-2321	-1222	-72
280	1119	-359	1175	-1164	-159	-36
300	-465	130	-482	467	-120	14
320	-1199	244	-1223	957	-762	30
340	737	-79	741	-326	666	-10
360	15271	0	15271	0	15271	0
380	17250	1839	17347	7628	15580	236
400	6807	1384	6946	5436	4325	169
420	3772	1051	3915	3792	975	118
440	3741	1199	3929	3893	-532	121
460	4353	1396	4571	4045	-2130	125
480	4723	1316	4903	3432	-3501	106
500	4703	956	4799	2290	-4217	71
520	4499	480	4525	1088	-4392	34
540	4360	0	4360	0	-4360	0
560	4031	-430	4054	-975	-3935	-30
580	3692	-751	3767	-1798	-3310	-56
600	3238	-902	3362	-2353	-2401	-73
620	2313	-742	2429	-2149	-1132	-67
640	622	-200	654	-648	-88	-20
660	-1630	454	-1692	1639	-422	51
680	-3942	801	-4022	3148	-2504	98
700	-5681	606	-5713	2512	-5131	78
720	-6328	0	-6328	0	-6328	0

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \quad (3.5)$$

$$T = 3295,4 \cdot \frac{0}{1} = 0 \text{ Н.}$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \quad (3.6)$$

$$K = 3295,4 \cdot \frac{-1}{1} = -3295,4 \text{ Н.}$$

Обертальний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_k, \quad (3.7)$$

$$M = 0 \cdot 0,031 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень  $P$ , бічної сили на поршень  $N$  та сили на шатун  $S$  (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип  $K$  та тангенціальної сили на кривошип  $T$  (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа  $\varphi$ .

### 3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний кривошипно-шатунний механізм замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас.

P, S, N, кН

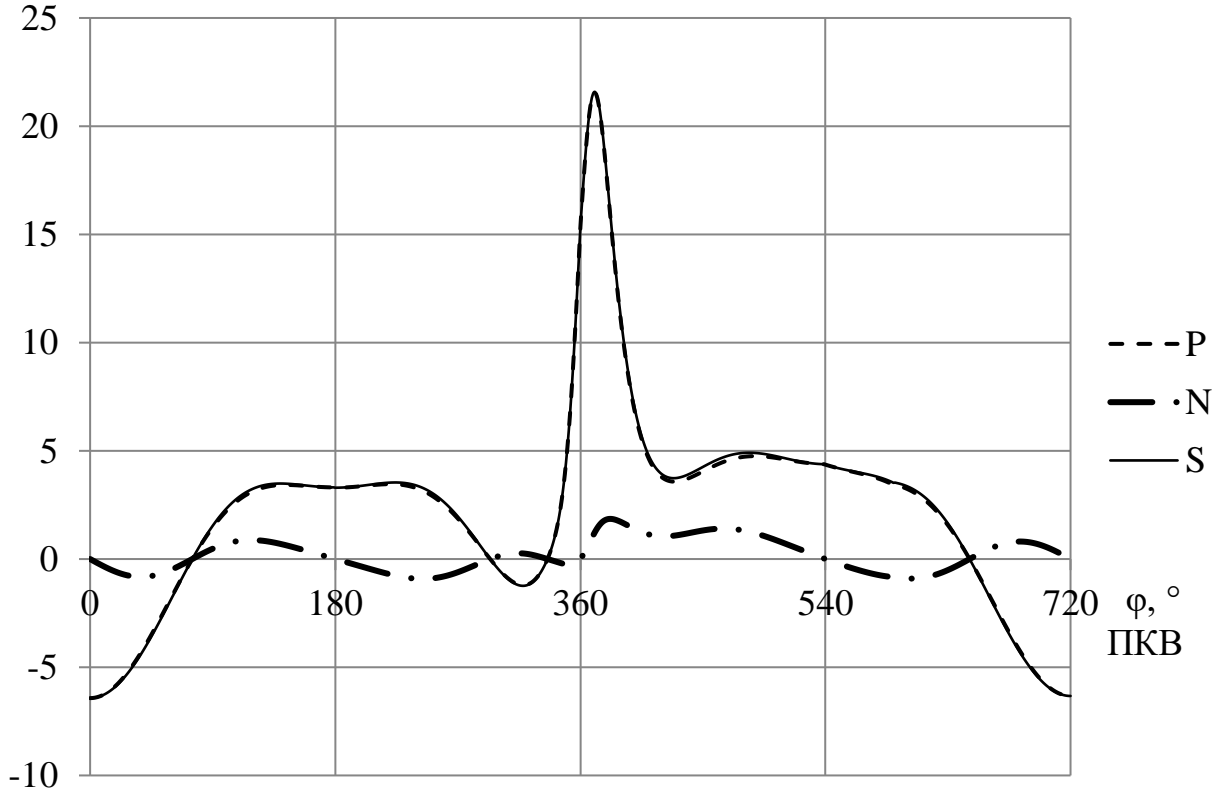


Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень (P, N) та шатун (S) двигуна

K, T, кН

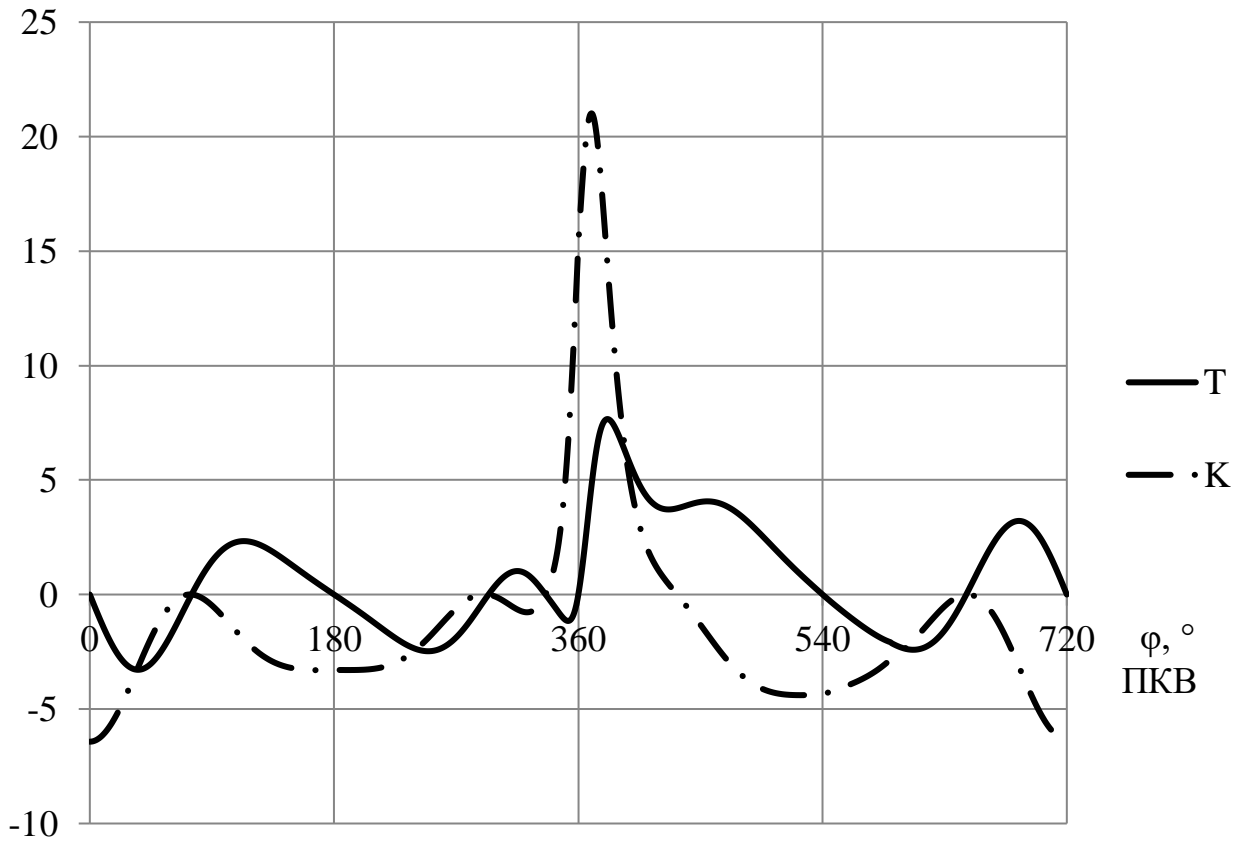


Рисунок 3.2 – Сили K і T, що діють на кривошип двигуна

Маса поршневої групи [8]

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.8)$$

$$m_{\Pi} = 95 \cdot 0,0049 = 0,466 \text{ кг.}$$

Маса шатунної групи

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.9)$$

$$m_{\text{ш}} = 150 \cdot 0,0049 = 0,735 \text{ кг.}$$

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}}, \quad (3.10)$$

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot 0,735 = 0,184 \text{ кг.}$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot m_{\text{ш}}, \quad (3.11)$$

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot 0,735 = 0,551 \text{ кг.}$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.12)$$

$$m_{\text{к}} = 130 \cdot 0,0049 = 0,637 \text{ кг,}$$

де  $m'_{\text{к}} = m_{\text{к}} / F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$ . Приймаємо  $m'_{\text{к}} = 130 \text{ кг/м}^2$ .

Маси, що здійснюють зворотньо-поступальний рух:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{шп}}, \quad (3.13)$$

$$m_j = 0,466 + 0,184 = 0,650 \text{ кг}.$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_R = m_{\kappa} + m_{\text{шк}}, \quad (3.14)$$

$$m_R = 0,637 + 0,551 = 1,188 \text{ кг}.$$

### 3.3 Сили інерції обертальних мас

Сили інерції, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, відповідно до характеру руху наведених мас поділяють на сили поступово рухомих мас  $P_j$  і відцентрові сили інерції обертальних мас  $K_R$ .

Відцентрова сила інерції обертальних мас

$$K_R = -m_R \cdot r_{\kappa} \cdot \omega^2, \quad (3.15)$$

$$K_R = -1,188 \cdot 0,031 \cdot 491,9^2 = -8912,98 \text{ Н},$$

де  $m_R = 1,188 \text{ кг}$  – маси, що здійснюють обертальний рух;

$r_{\kappa} = 0,031 \text{ м}$  – радіус кривошипу;

$\omega = 491,9 \text{ с}^{-1}$  – кутова швидкість колінчастого валу.

Відцентрова сила інерції є результируючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

$$K_{R_{\text{ш}}} = -m_{\text{шк}} \cdot R \cdot \omega^2; \quad (3.16)$$

$$K_{R_{\text{ш}}} = -0,551 \cdot 0,031 \cdot 491,9^2 = -4134,9 \text{ Н};$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

$$K_{R_k} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2, \quad (3.17)$$

$$K_{R_k} = -0,637 \cdot 0,031 \cdot 491,9^2 = -4778,1 \text{ Н.}$$

Знаючи функції  $K(\varphi)$ ,  $T(\varphi)$  та величини  $K_{R_{III}}$  та  $K_{R_k}$ , будемо полярні діаграми сил на шатунні  $R_{III}$  та корінні  $R_{кIII}$  шийки колінчастого валу, а також розгорнуті діаграми сил на ці шийки.

### 3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

Розраховуємо сили, що діють на шатунні шийки колінчастого валу двигуна. Приклад розрахунку наводиться для кута повороту колінчастого валу  $\varphi = 180^\circ$  ПКВ.

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку [8]

$$R_{III} = \sqrt{T^2 + P_k^2} = \sqrt{0^2 + (-7430,3)^2} = 7430,3 \text{ Н,} \quad (3.18)$$

де  $T$  – тангенціальна сила, діюча на кривошип, Н;

$P_k$  – сила, діюча на шатунну шийку по кривошипу, Н.

$$P_k = K + K_{R_{III}} = -3295,4 + (-4134,9) = -7430,3 \text{ Н,} \quad (3.19)$$

де  $K$  – нормальна сила, діюча на кривошип вздовж його осі;

$K_{R_{III}}$  – сили інерції обертальних мас шатуна.

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_k = \sqrt{T^2 + K_{pk}^2} = \sqrt{0^2 + 5617,6^2} = 5617,6 \text{ Н,} \quad (3.20)$$

де  $K_{pk}$  – сила, діюча на коліно валу по кривошипу

$$K_{pk} = K - K_R = -3295,4 - 8912,98 = -5617,6 \text{ Н.} \quad (3.21)$$

Всі інші значення сил, діючих на шатунну та корінну шийку при кутах повороту колінчастого валу від  $\varphi = 0^\circ$  ПКВ до  $\varphi = 720^\circ$  ПКВ, наведені в таблиці 3.2.

Графічна побудова сили  $R_{шш}$  в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рисунок 3.3) з полюсом в точці О. Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил  $R_{шш}$  з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

Для визначення середньої результуючої сили за цикл  $R_{шш.ср}$ , а також її максимального  $R_{шш.мах}$  і мінімального  $R_{шш.мін}$  значень полярну діаграму перебудовуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 3.4).

З розгорнутої діаграмі  $R_{шш}$  (рисунок 3.4) визначаємо:

$$R_{шш \text{ мах}} = 13,754 \text{ кН при } \varphi = 380^\circ \text{ ПКВ};$$

$$R_{шш \text{ ср}} = 7,053 \text{ кН};$$

$$R_{шш \text{ мін}} = 3,485 \text{ кН при } \varphi = 340^\circ \text{ ПКВ}$$

### 3.5 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу

Колінчастий вал двигуна повноопорний, з двома корінними шийками.

Сила, діюча на I корінну шийку (при куті повороту колінчастого валу  $\varphi = 180^\circ$  ПКВ):

Таблиця 3.2 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу, Н

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	K	T	$P_k$	$R_{III}$	$K_{pk}$	$R_k$	$R_{кш}$
0	-6426,9	0,0	-10561,8	10562	2486,1	2486,1	1243,1
20	-5220,8	-2556,1	-9355,7	9699	3692,2	4490,6	2245,3
40	-2567,3	-3226,9	-6702,2	7439	6345,7	7119,0	3559,5
60	-447,2	-1738,4	-4582,1	4901	8465,8	8642,4	4321,2
80	-74,3	544,3	-4209,2	4244	8838,7	8855,4	4427,7
100	-1083,4	2056,9	-5218,3	5609	7829,6	8095,3	4047,6
120	-2327,1	2281,0	-6462,0	6853	6585,9	6969,7	3484,8
140	-3064,7	1664,4	-7199,6	7389	5848,3	6080,6	3040,3
160	-3288,5	814,7	-7423,4	7468	5624,4	5683,1	2841,6
180	-3295,4	0,0	-7430,3	7430	5617,6	5617,6	2808,8
200	-3288,7	-814,7	-7423,6	7468	5624,3	5683,0	2841,5
220	-3102,1	-1684,8	-7237,0	7431	5810,8	6050,1	3025,1
240	-2420,0	-2372,1	-6554,9	6971	6493,0	6912,7	3456,3
260	-1222,3	-2320,6	-5357,2	5838	7690,7	8033,2	4016,6
280	-159,0	-1164,4	-4293,9	4449	8754,0	8831,1	4415,5
300	-120,2	467,2	-4255,1	4281	8792,8	8805,2	4402,6
320	-761,7	957,4	-4896,6	4989	8151,2	8207,3	4103,6
340	665,5	-325,8	-3469,4	3485	9578,5	9584,0	4792,0
360	15270,8	0,0	11135,9	11136	24183,8	24183,8	12091,9
380	15580,3	7628,1	11445,4	13754	24493,3	25653,6	12826,8
400	4324,7	5435,7	189,8	5439	13237,7	14310,3	7155,1
420	975,5	3791,8	-3159,4	4936	9888,4	10590,5	5295,3
440	-531,5	3892,6	-4666,4	6077	8381,4	9241,3	4620,6
460	-2130,3	4044,5	-6265,2	7457	6782,7	7897,1	3948,5
480	-3501,2	3431,8	-7636,1	8372	5411,8	6408,2	3204,1
500	-4217,4	2290,4	-8352,3	8661	4695,6	5224,5	2612,2
520	-4392,2	1088,1	-8527,1	8596	4520,8	4649,9	2324,9
540	-4360,5	0,0	-8495,4	8495	4552,5	4552,5	2276,3
560	-3935,3	-974,9	-8070,2	8129	4977,6	5072,2	2536,1
580	-3310,4	-1797,9	-7445,3	7659	5602,6	5884,0	2942,0
600	-2400,7	-2353,2	-6535,6	6946	6512,3	6924,4	3462,2
620	-1132,0	-2149,2	-5266,9	5688	7781,0	8072,4	4036,2
640	-88,4	-647,6	-4223,3	4273	8824,6	8848,3	4424,1
660	-421,5	1638,6	-4556,4	4842	8491,4	8648,1	4324,0
680	-2504,3	3147,6	-6639,2	7348	6408,7	7140,0	3570,0
700	-5131,2	2512,2	-9266,1	9601	3781,8	4540,2	2270,1
720	-6327,6	0,0	-10462,5	10462	2585,4	2585,4	1292,7

$P_k, \text{кН}$

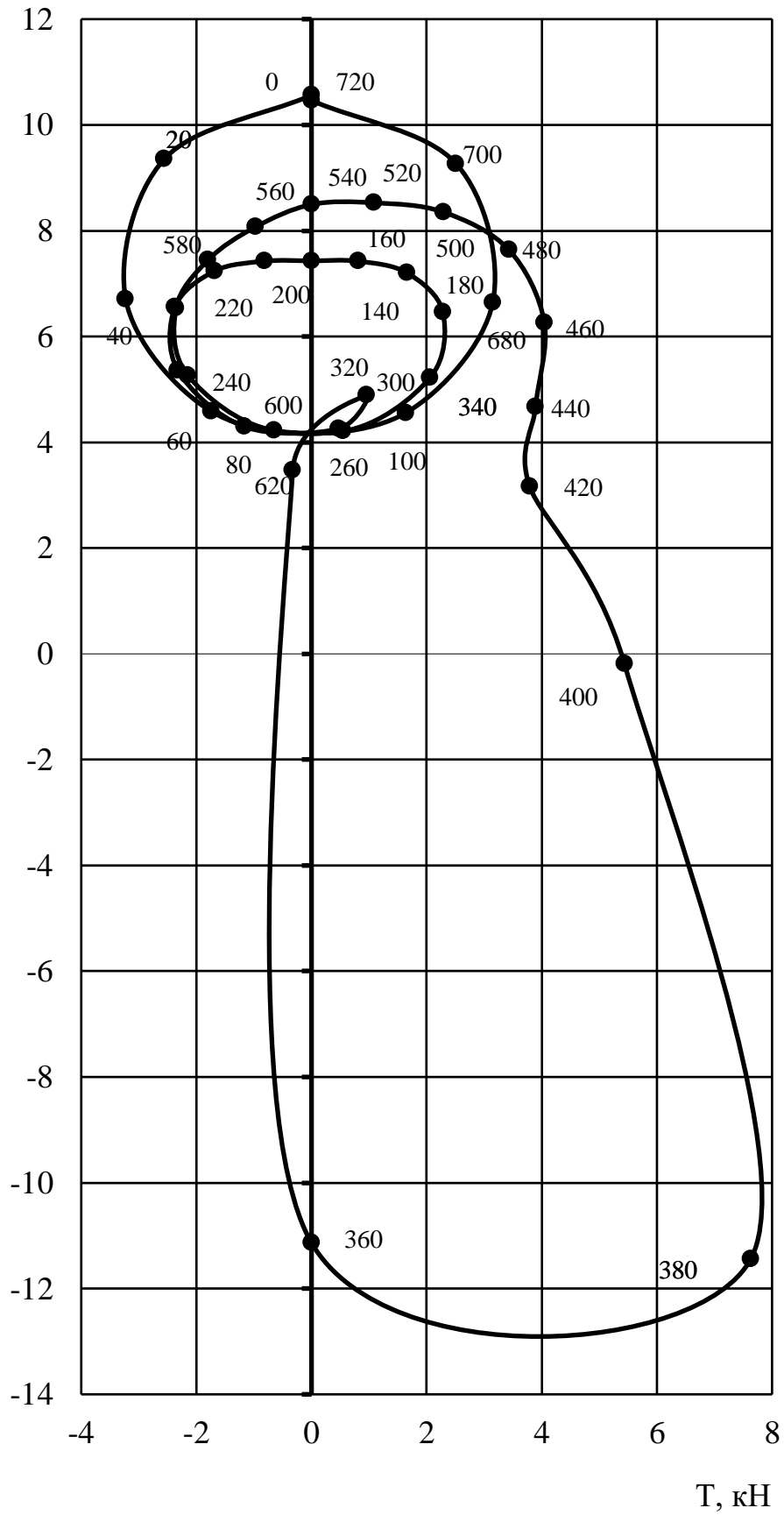


Рисунок 3.3 – Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку колінчастого валу

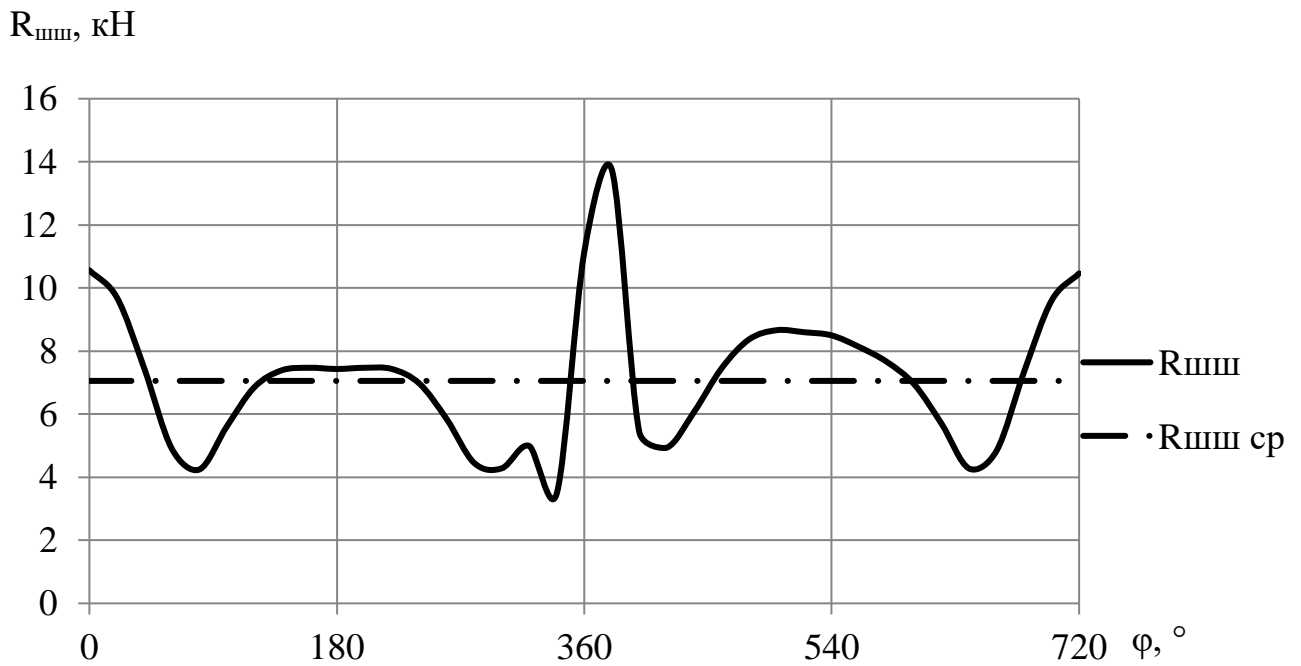


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot R_{к1}, \quad (3.22)$$

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot 5617,6 = -2808,8 \text{ Н.}$$

Розраховані значення для інших кутів заносимо до таблиці 3.3. На рисунку 3.5 показана розгорнута діаграма навантаження на I корінну шийку.

З розгорнутої діаграми  $R_{шш}$  (рисунок 3.5) визначаємо:

$$R_{кш \max} = 12,83 \text{ кН при } \varphi = 380^\circ \text{ ПКВ};$$

$$R_{кш \text{ ср}} = 4,083 \text{ кН};$$

$$R_{к \min} = 1,243 \text{ кН при } \varphi = 0^\circ \text{ ПКВ.}$$

### 3.6 Обертальний момент двигуна

За величиною тангенціальної сили  $T$ , що діє на кривошип (рисунок 3.2, таблиця 3.2) визначаємо індикаторний обертальний момент одного циліндра. Для кута повороту колінчастого валу  $\varphi = 180^\circ$  ПКВ:

$$M_1 = T \cdot r_k, \quad (3.23)$$

$$M_1 = 0 \cdot 0,031 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Аналогічно розраховуємо значення для інших кутів повороту колінчастого валу  $\varphi = 0 \dots 720^\circ$  ПКВ та заносимо до таблиці 3.1.

За даними протоколу динамічного розрахунку будуємо діаграму обертального моменту від одного циліндра (рисунок 3.6). З рисунку видно, що крива зміни  $M_1$  в залежності від кута повороту колінчастого валу  $\varphi$  повторює криву зміни сили  $T$  в певному масштабі.

Середній індикаторний обертальний момент 1-го циліндра  $M_{1 \text{ ср}} = 20,289 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Двигун одноциліндровий, тому сумарний обертальний момент на вихідному валу двигуна  $M_{\text{сум ср}} = M_{1 \text{ ср}} = 20,289 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Дійсний ефективний обертальний момент, знімаємий з валу двигуна

$$M_e = M_{\text{сум ср}} \cdot \eta_m = 20,289 \cdot 0,75 = 15,217 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.24)$$

де  $\eta_m = 0,75$  – механічний ККД двигуна.

З іншого боку, середній ефективний обертальний момент можна знайти, знаючи ефективну потужність двигуна, за формулою

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{8 \cdot 10^3}{570} = 14,035 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.25)$$

Різниця між розрахованими значеннями складає  $\left| \frac{14,035 - 15,217}{15,217} \right| \cdot 100 = 7,77 \%$ . Розрахована похибка  $< 10\%$  – розрахунок виконано вірно.

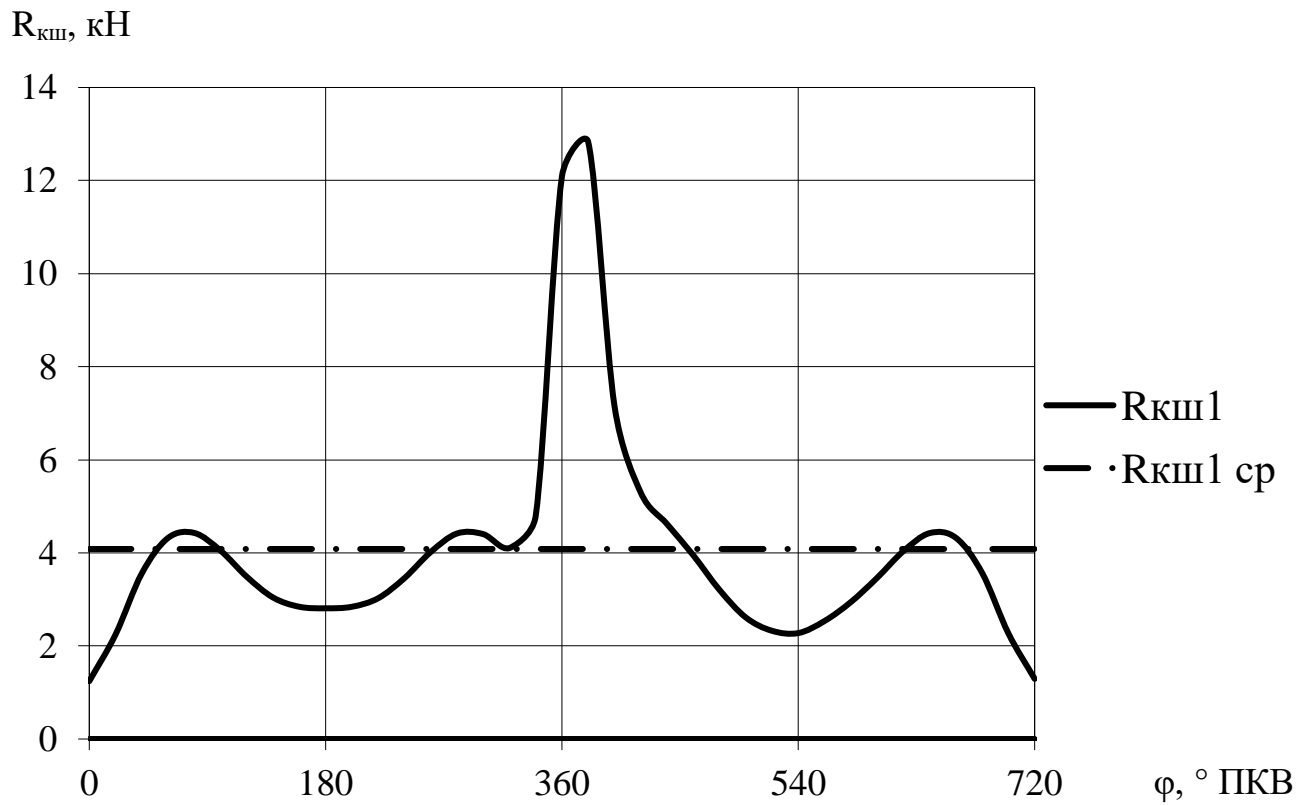


Рисунок 3.5 – Діаграма навантаження на 1-шу корінну шийку в прямокутних координатах

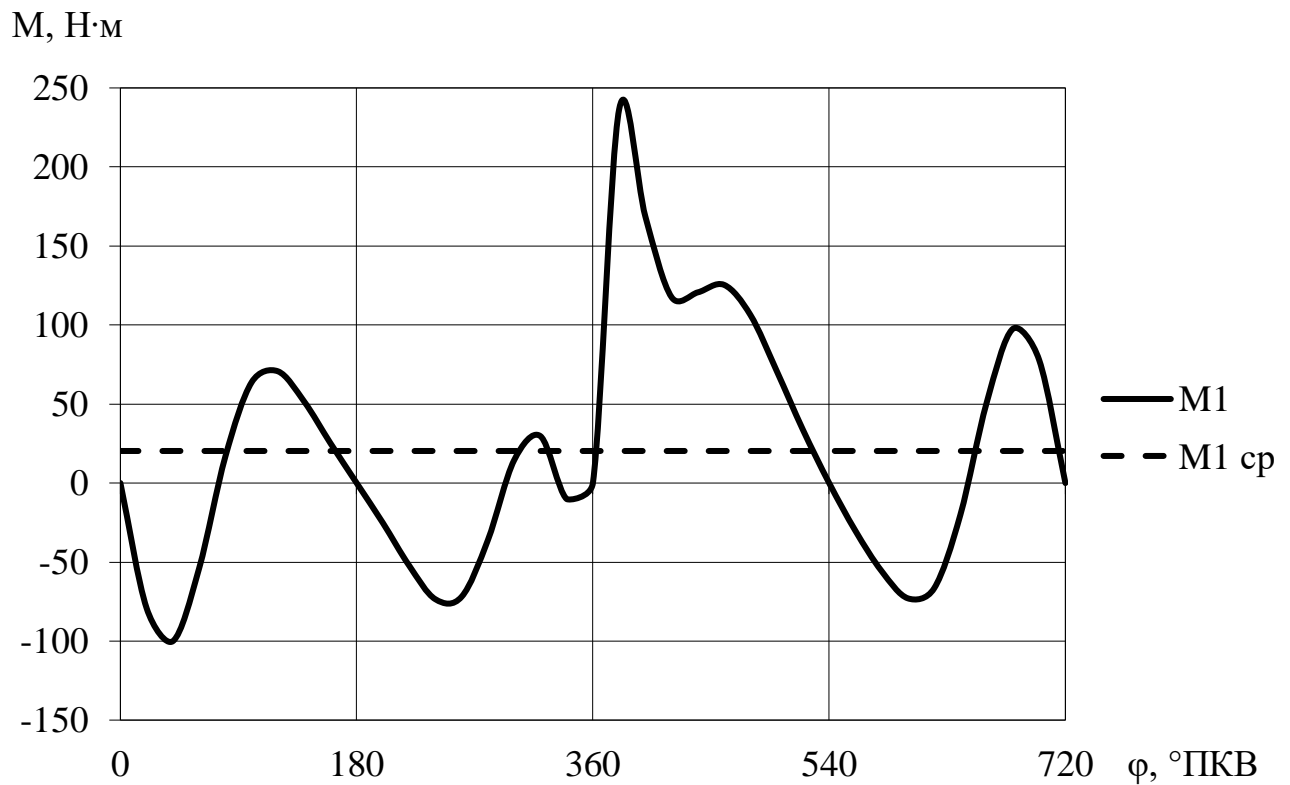


Рисунок 3.6 – Графік індикаторного обертового моменту

## 4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

### 4.1 Опис та робота агрегату

Проектований двигун – бензиновий, одноциліндровий, чотиритактний з верхнім розташуванням клапанів та повітряним охолодженням.

Прототипом двигуна, що проектується, є «Мотор Січ МС-10» [10]. Силкові агрегати призначені для встановлення на мотоблоки, міні-трактори, вантажні візки, малі судна, для приводу водяних насосів та іншої малогабаритної сільськогосподарської техніки.

Двигун повинен надійно працювати за:

- атмосферного тиску – не нижче 89,9 кПа;
- температурі навколишнього повітря – у межах від  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- температурі палива перед карбюратором – від  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- запиленості повітря на впуску – не більше  $0,04\text{ г/м}^3$ ;
- постійному поздовжньому (у тому числі будівельному) та поперечному крінах – не більше  $10\text{ }^{\circ}$ ;
- додаткових до постійного кріну бічних коливаннях – не більше  $20\text{ }^{\circ}$ ;
- поздовжніх коливаннях – не більше  $10^{\circ}$ .

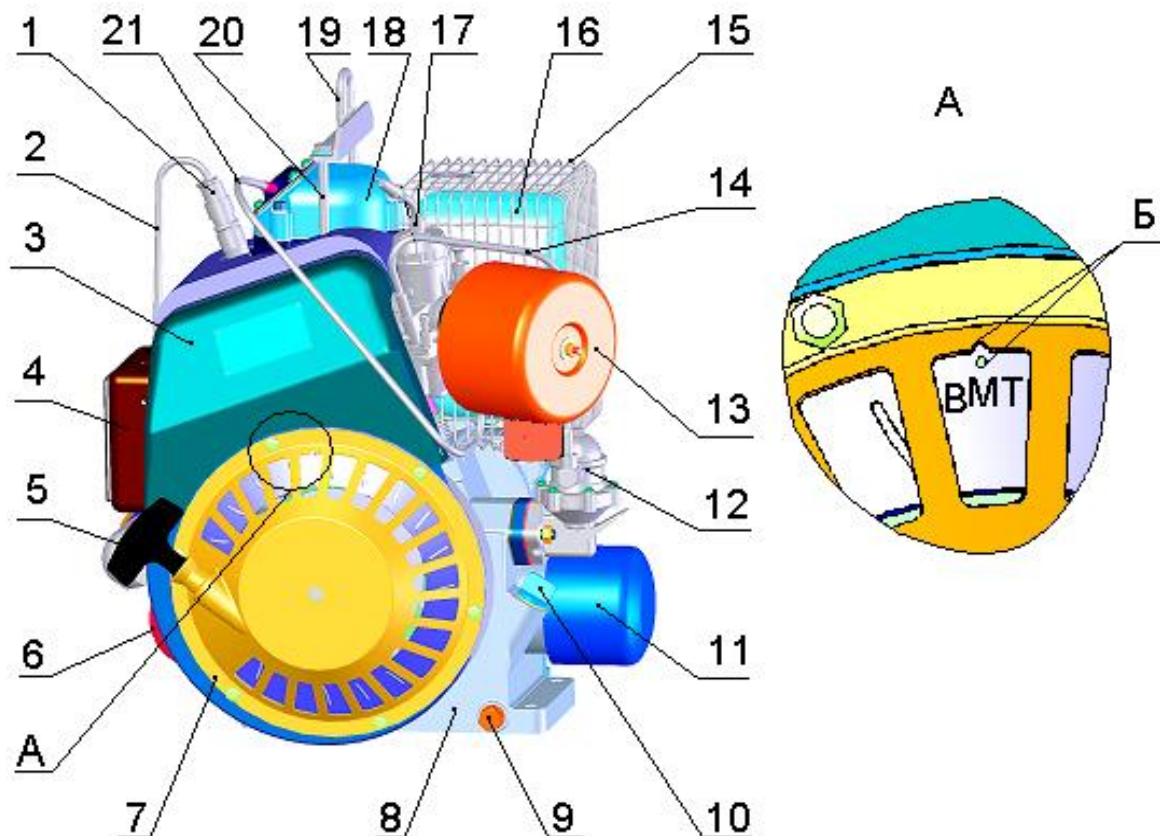
Основні параметри та розміри прототипу та проектованого двигунів представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Параметри і розміри двигуна

Найменування параметра або розміру	Двигун	
	Мотор Січ МС-10 [10]	Проектований ДВЗ
1	2	3
1 Тип двигуна	Бензиновий, 4-тактний, верхньоклапанний, карбюраторний, з повітряним охолодженням	
2 Число циліндрів	1	

Продовження таблиці 4.1

1	2	3
3 Нахил циліндра від вертикалі, град	20	
4 Діаметр циліндра, мм	79	
5 Хід поршня, мм	62	
6 Робочий об'єм циліндра, см <sup>3</sup>	304	
7 Напрямок обертання колінчастого валу з боку, протилежної основному відбору потужності	Праве (за годинниковою стрілкою)	
8 Ступінь стиснення	8,5	9,5
9 Номінальна потужність за ГОСТ 14846 брутто, кВт (л.с.)	7,35 (10)	8 (10,9)
10 Частота обертання колінчастого валу при номінальній потужності, хв <sup>-1</sup>	4500±300	4700±300
11 Максимальний обертальний момент, Н·м	19,6±1,6	
12 Частота обертання колінчастого валу, що відповідає максимальному обертальному моменту, хв <sup>-1</sup>	3000±200	
13 Мінімально стійка частота обертання колінчастого валу на холостому ході, хв <sup>-1</sup>	1200±100	
14 Мінімальна питома витрата палива, кг/(кВт·год)	0,410	0,397
15 Мінімальна питома витрата оливи на угар, у % від питомої витрати палива, не більше	1,5	
16 Паливо	Бензин А-80	Бензин А92
17 Моторна олива	АЗМОЛ М-20/5040 «супер»	
18 Ємність масляної системи, л, не більше	1,5	
19 Температура оливи в картері, К (°С), не більше	398 (125)	
20 Тиск оливи в системі при частоті обертання колінчастого валу 63,3 с <sup>-1</sup> (3800 хв <sup>-1</sup> ) і температурі оливи 353 К (80 °С), кгс/см <sup>2</sup>	від 1,8 до 6,5	
21 Тиск спрацювання датчика сигналізатора аварійного тиску оливи, кПа (кгс/см <sup>2</sup> ), не більше	78,5 (0,8)	
22 Кут випередження запалювання, в градусах повороту колінчастого валу	30	
23 Зазор між електродами свічки запалювання, мм	от 0,7 до 0,8	
24 Зазори між клапанами і коромислами, мм: – впускного клапана – випускного клапана	0,15 <sup>+0,02</sup> 0,25 <sup>+0,02</sup>	
25 Маса сухого двигуна, кг, не більше	44	



1 – перешкодоподавлюючий наконечник, 2 – високовольний провід, 3 – кожух циліндра, 4 – комутаційна коробка, 5 – рукоятка ручного стартера, 6 – електричний стартер, 7 – корпус ручного стартера, 8 – картер, 9 – пробка, 10 – щуп, 11 – масляний фільтр тонкого очищення, 12 – бензиновий насос, 13 – повітроочисник, 14 – паливопровід, 15 – кожух, 16 – глушник шуму випуску, 17 – карбюратор, 18 – кришка клапанного механізму, 19 – скоба, 20 – болт, 21 – трубка вентиляції картера

Рисунок 4.1 – Двигун «Мотор Січ МС-10»

Загальне компонування двигуна, силова схема та конструктивне виконання складальних одиниць є в основному звичайними для сучасних карбюраторних двигунів малої потужності. У переважній частині складальні одиниці та деталі двигуна взаємозамінні. Більшість із них уніфіковано зі складальними одиницями та деталями модифікацій двигунів «Мотор Січ Д-250».

На корпусних деталях двигуна (див. рисунок 4.1) утворюють остов (картер 8, кришка картера, циліндр і головка циліндра), встановлені основні

складові його систем: комутаційна коробка 4, ручний стартер з рукояткою 5, електричний стартер 6, масляний фільтр тонкого очищення 11, бензиновий насос 12, очищувач повітря 13, глушник шуму випуску 16, карбюратор 17.

Усередині остову двигуна встановлені складальні одиниці та деталі кривошипно-шатунного механізму, газорозподільного механізму, систем запалення та мащення.

Основною корпусною деталлю двигуна (рисунок 4.2) є картер 11, на якому встановлені циліндр 8 і головка циліндра 5.

Головка циліндра – цільнолита з виконаними в ній порожнинами камери згоряння, клапанного механізму та впускним та випускним каналами. У головці циліндрів встановлені впускний і випускний клапани 26, внутрішні 3 і зовнішні пружини 4, які через термічні прокладки 20, нижні 25 і верхні 2 тарілки пружин і сухарі клапанів 1 утримують клапани в закритому стані. На стрижнях клапанів встановлені ковпачки.

Клапани відкриваються кулачками розподільного валу через 15 штовхачі 16, штанги 17, регулювальні гвинти 21 і коромисла 22.

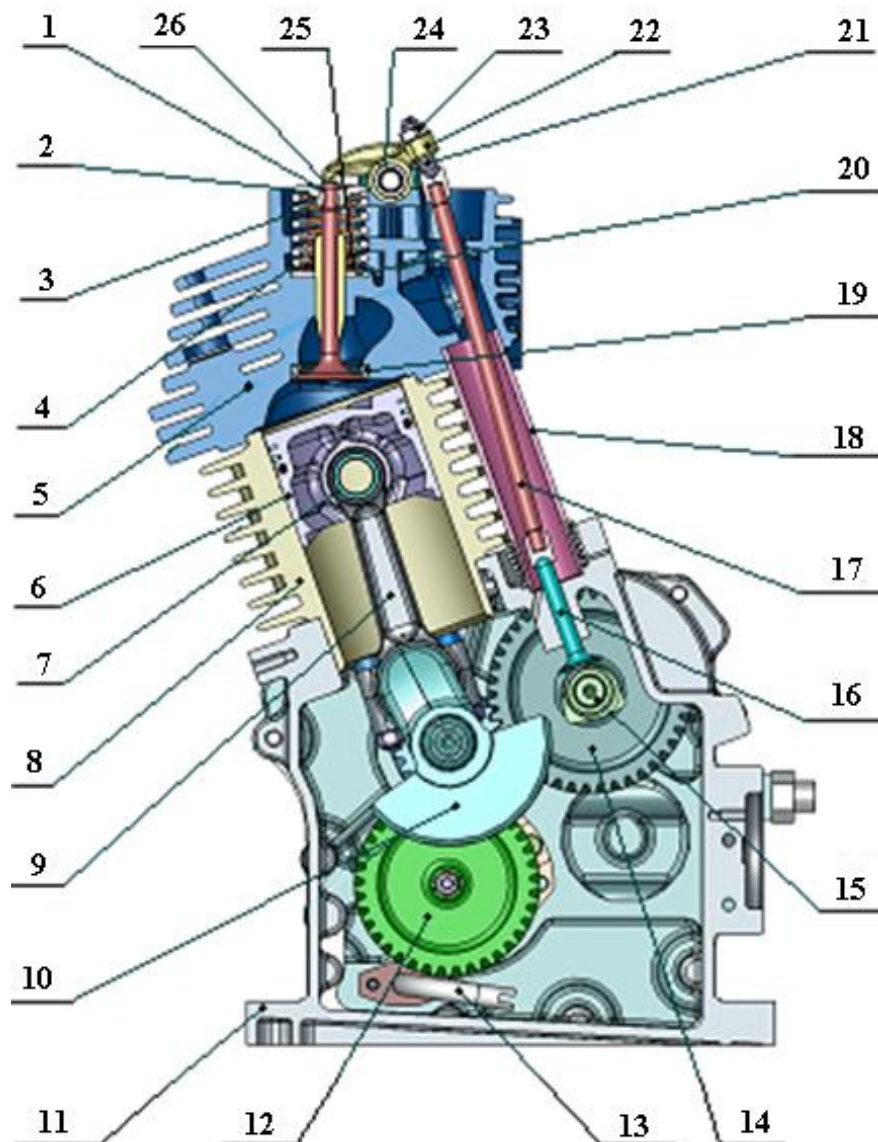
Клапанний механізм закривається кришкою клапанного механізму 18 зі зворотним клапаном.

У гніздо, розташоване в середній частині головки циліндра, встановлена свічка запалювання, яка високовольтним проводом 2 з перешкодоподавлюючим наконечником 1 з'єднана з системою запалювання двигуна.

У цільнолитому циліндрі під впливом газів рухається поршень 6, який через поршневий палець 7 і шатун 9 передає тиск газів колінчастому валу 10. У двох верхніх канавках поршня розміщуються компресійні кільця, а в нижній – маслоз'ємне кільце.

Колінчастий вал 10 цільноштампований. Колінчастий вал обертається в шарикопідшипнику, встановленому в картері з боку маховика, і підшипнику ковзання, встановленому в кришці картера, що закриває порожнину картера з боку відбору потужності. На конічний хвостовик колінчастого валу разом із пусковим шківом встановлений маховик із зубчастим вінцем. На кінці

колінчастого валу з боку відбору потужності встановлена привідна шестерня, що знаходиться в зачепленні із зубчастим колесом приводу розподільного валу, а також із зубчастим колесом приводу масляного насоса.



1 – сухар клапана; 2 – верхня тарілка пружин; 3 – внутрішня пружина;  
 4 – зовнішня пружина; 5 – головка циліндра; 6 – поршень; 7 – поршневий палець; 8 – циліндр; 9 – шатун; 10 – колінчатий вал; 11 – картер; 12 – зубчасте колесо приводу масляного насоса; 13 – маслозбірник; 14 – зубчасте колесо розподільного валу; 15 – розподільний вал; 16 – штовхач; 17 – штанга; 18 – кожух; 19 – сідло клапана; 20 – термічна прокладка; 21 – регулювальний гвинт; 22 – коромисло; 23 – гайка; 24 – вісь коромисел; 25 – нижня тарілка пружин; 26 – клапан

Рисунок 4.2 – Кривошипно-шатунний та газорозподільний механізм

У розточках картера та кришки картера встановлено також розподільний вал та масляний насос. На кришці картера закріплений болтами із шайбами маслозбірник.

Порожнина, утворена нижніми частинами картера та кришки, служить для розміщення моторної оливи, необхідної для мащення двигуна.

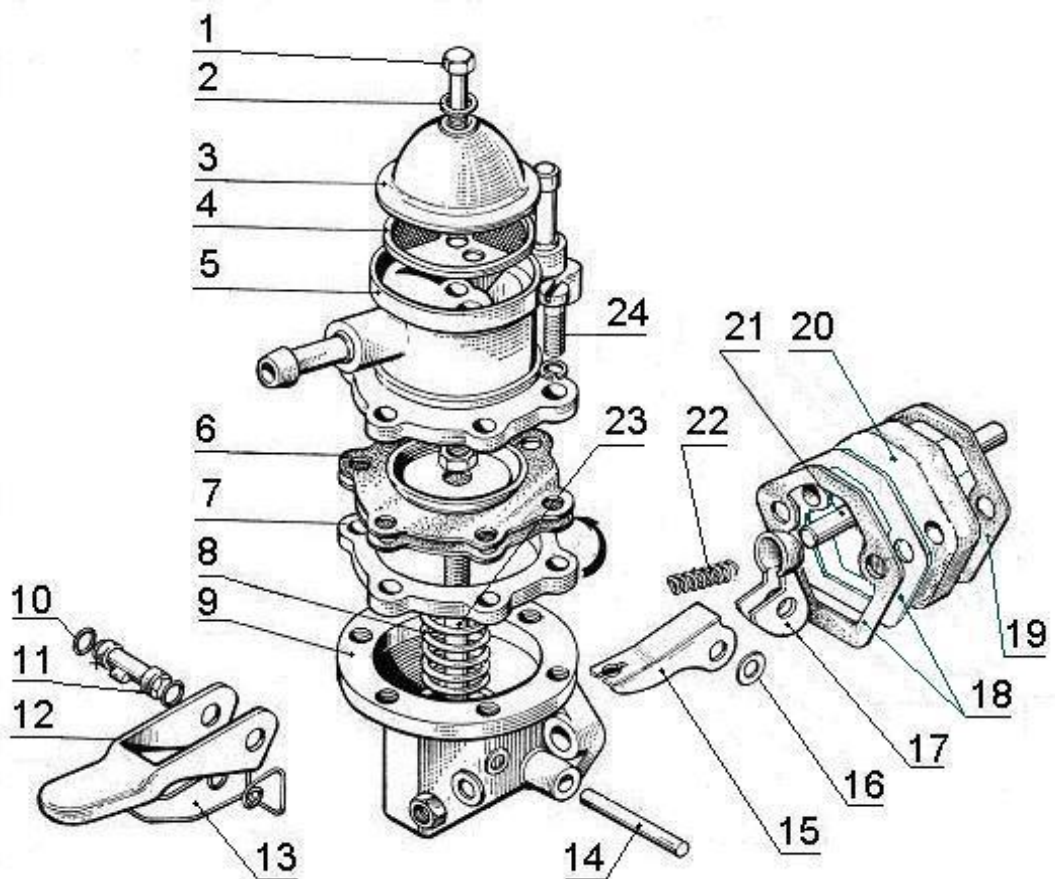
## 4.2 Системи двигуна

Система живлення двигуна складається з паливного бака з краном, бензинового фільтра та трубопроводів, що встановлюються на мотоблоці. Далі паливо з паливного бака бензиновим насосом подається під тиском до карбюратора.

Бензиновий насос (рисунок 4.3) діафрагмового типу встановлений на картері двигуна та приводиться в дію від ексцентрикової шайби розподільчого валу за допомогою штанги.

Між верхнім 5 і нижнім корпусами 9 насоса встановлена еластична діафрагма в зборі 6, що складається з двох листів, між якими встановлена дистанційна прокладка. Разом з прокладкою і двома чашками діафрагма затиснута гайкою на штоку 23. Зусиллям центральної пружини 8 діафрагма разом зі штоком постійно підтискується у верхнє положення.

У верхньому корпусі встановлені два нерозбірні пластинчасті клапани, які пропускають потік бензину тільки в одному напрямку. Зверху верхній корпус закривається кришкою 3. Між кришкою і верхнім корпусом встановлений фільтр 4, що є сіткою, вмонтованою в прокладку. У верхню частину корпусу запресовані підвідний (горизонтальний) та відвідний (вертикальний) патрубки.



1 – болт кришки; 2 – ущільнювальна шайба; 3 – кришка; 4 – фільтр; 5 – верхній корпус; 6 – діафрагма в зборі; 7 – дистанційна прокладка; 8 – центральна пружина; 9 – нижній корпус; 10 – ущільнювальне кільце; 11 – ексцентрик; 12 – важіль; 13 – пружина важеля; 14 – вісь важеля та балансиру; 15 – балансир; 16 – шайба; 17 – важіль приводу; 18 – регулювальні прокладки; 19 – прокладка; 20 – проставка; 21 – поворотна пружина; 23 – шток; 24 – гвинт

Рисунок 4.3 – Бензиновий насос

У нижньому корпусі насоса встановлений механізм важеля для механічного і ручного приводу насоса. Заповнення паливопроводів і карбюратора на двигуні, що не працює, проводиться багаторазовим натисканням на важіль 12, який, повертаючись спільно з ексцентриком 11, віджимає балансир 15 разом зі штоком та діафрагмою вниз. Перекачування палива насосом відбувається за рахунок чергування розрідження та надлишкового тиску наддіафрагменної порожнини насоса.

На базовому двигуні МС-10 використовується карбюратор К68У: горизонтального типу, однокамерний, з еліпсним дифузором, центральною камерою поплавця, центральною підвіскою циліндричного дроселя і пусковим пристроєм. Карбюратор кріпиться до впускного фланця головки циліндра через проставку двома шпильками з гайками та шайбами. Стики між ними ущільнені прокладками.

Всмоктування повітря в карбюратор здійснюється через повітряний фільтр (рисунок 4.1, поз. 13), який кріпиться до карбюратора через перехідний гумовий патрубок.

Система випуску відпрацьованих газів служить для відведення відпрацьованих газів з циліндра двигуна назовні та зменшення шуму випуску (див. рис. 4.1). Її основна складова частина – глушник шуму випуску 16, який кріпиться через прокладку до впускного фланця головки циліндра двома шпильками.

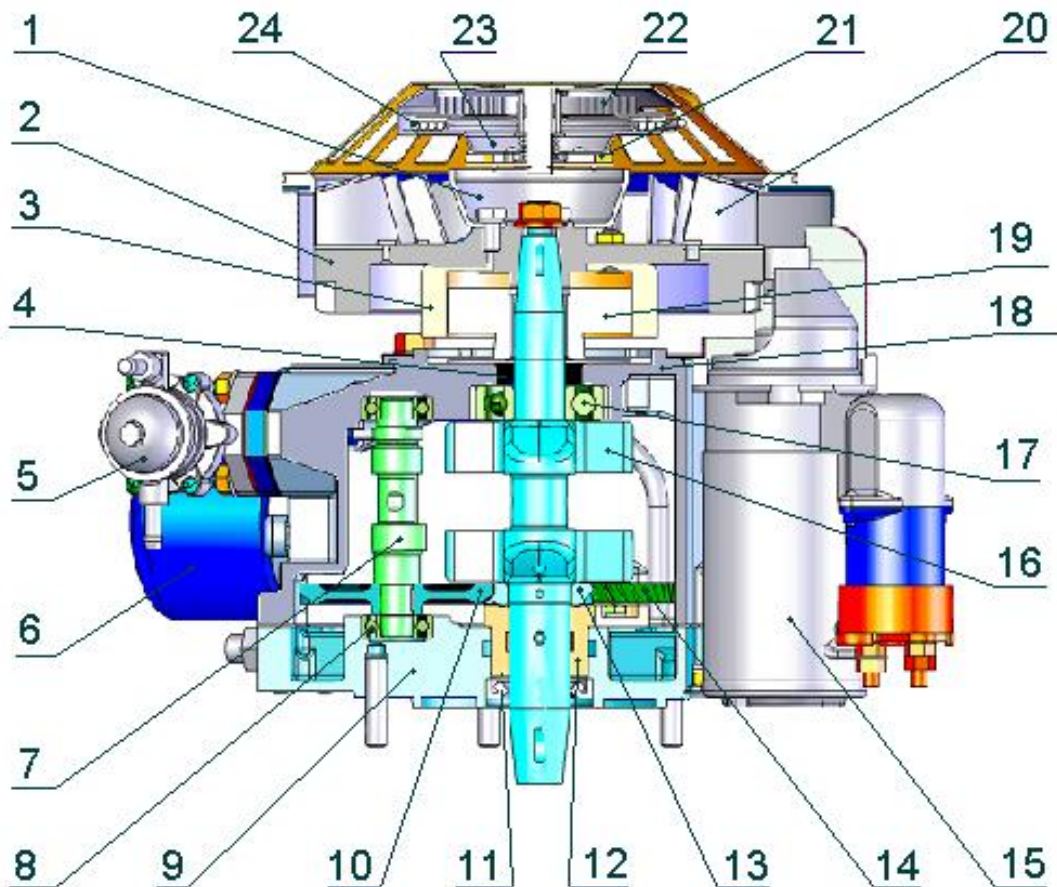
Глушник є нерозбірною зварною конструкцією коробчатої форми з внутрішніми перегородками.

Для запобігання одержанню опіків при випадковому зіткненні обслуговуючого персоналу з глушником на ньому встановлено захисний кожух 15.

Охолодження двигуна повітряне, примусового типу, від вентилятора. Вентилятор засмоктує охолоджуюче повітря через отвори в корпусі ручного стартера і нагнітає його в раглик кожуха маховика і далі під кожух циліндра і головки для їх охолодження.

На двигуні встановлено подвійну систему запуску (див. рис. 4.4). Двигун можна запускати за допомогою електричного стартера 15, так і ручним стартером.

Механізм ручного стартера складається з храповика 1, кулачків 21, барабана 23, пускового шнура 24 з рукояткою ручного стартера, пружини 22 та деталей їх кріплення на осі, привареної до кожуха маховика.

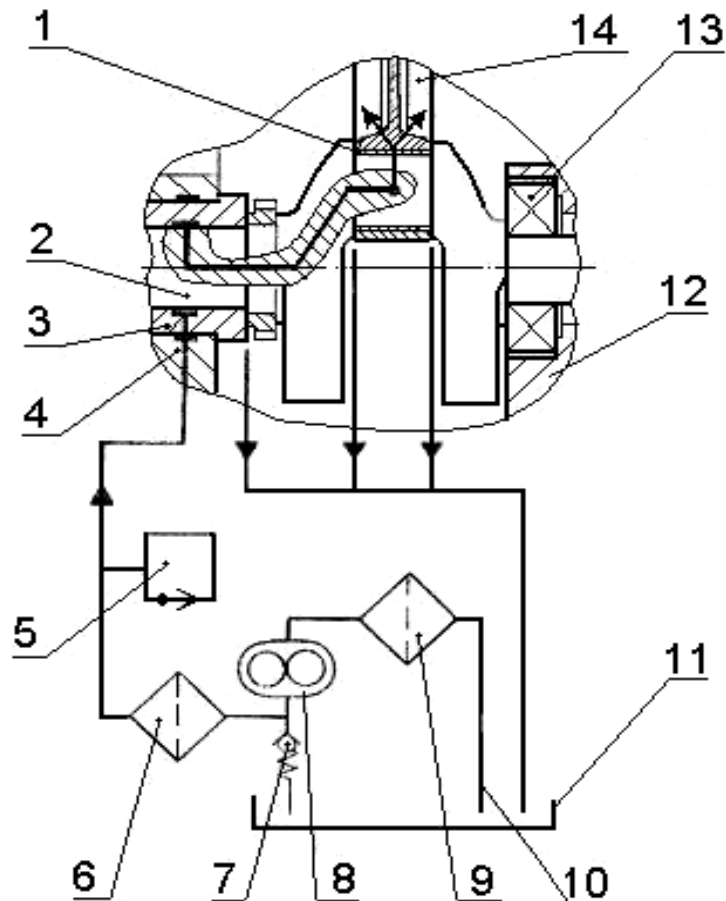


1 – храповик; 2 – маховик; 3 – ротор; 4, 11 – манжета; 5 – бензиновий насос;  
 6 – масляний фільтр; 7 – розподільний вал; 8, 17 – шарикопідшипник;  
 9 – кришка картера; 10, 14 – зубчасте колесо; 12 – підшипник ковзання;  
 13 – привідна шестерня; 15 – електричний стартер; 16 – колінчастий вал;  
 18 – картер; 19 – статор; 20 – вентилятор; 21 – кулачок; 22 – пружина;  
 23 – барабан; 24 – шнур

Рисунок 4.4 – Механізм ручного запуску та приводу

Система мащення двигуна (рисунок 4.5) комбінованого типу - під тиском та розбризуванням. З масляної ванни картера через забірник масла 10, масло через фільтр грубого очищення 9, всмоктується шестеренним маслососом 8. Від шестеренного маслососа через фільтр тонкого очищення 6 масло під тиском по внутрішнім свердлінням підводиться до підшипника ковзання 3 колінчастого валу 2 і до шатуна 14, через два отвори в якому розбризується на внутрішні стінки поршня, охолоджуючи їх. Інші пари тертя змащуються розбризуванням.

Запобіжний клапан 7 налаштований на обмеження тиску оливи не більше  $6,5 \text{ кгс/см}^2$ . У систему електрообладнання двигуна включений датчик сигналізації аварійного тиску оливи. Коли тиск оливи досягне зазначеної величини, лампа гасне. Загоряння сигнальної лампи під час роботи свідчить про несправність у системі змащення двигуна та вимагає негайної зупинки двигуна.



- 1 – підшипник ковзання; 2 – колінчастий вал; 3 – підшипник ковзання;  
 4 – кришка картера; 5 – датчик сигналізації аварійного тиску оливи; 6 – фільтр тонкого очищення; 7 – запобіжний клапан; 8 – шестеренний маслонасос;  
 9 – фільтр грубої очистки; 10 – маслозабірник; 11 – піддон картера; 12 – картер;  
 13 – шарикопідшипник; 14 – шатун

Рисунок 4.5 – Схема системи мащення двигуна

Газорозподільний механізм двигуна (див. рис. 4.2) забезпечує своєчасний впуск в циліндр паливоповітряної суміші і випуск відпрацьованих газів.

При проектуванні клапанного механізму необхідно враховувати дві вимоги:

- отримання максимальних прохідних перерізів, що забезпечують добре наповнення та очищення циліндра;

- скорочення до мінімуму маси рухомих деталей газорозподілу – зменшення інерційних навантажень.

Газорозподільний механізм проектного двигуна виконаний за прикладом двигуна-прототипу: верхньоклапанний з нижнім розташуванням розподільчого валу (тип OHV).

### **4.3 Відмінні особливості проектного двигуна**

Збільшення потужності та частоти обертання проектного двигуна у порівнянні з двигуном-прототипом (див. таблицю 4.1) вимагає забезпечити надійну роботу системи мащення на номінальному режимі. Це здійснюється за рахунок збільшення розмірів шестерень масляного насоса, що забезпечує зростання об'ємної подачі оливи насосом системи мащення.

Розрахунок системи мащення двигуна виконано в розділі 5.

## 5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДВИГУНА

### 5.1 Загальні положення

У бензинових двигунах, які мають менші навантаження на підшипники колінчастого вала, тиск оливи в системі на номінальному режимі досягає рівня 0,3...0,5 МПа, а у дизелів – 0,5...0,7 МПа. Мінімальний тиск оливи під навантаженням не допускається нижче 0,1 МПа в бензинових двигунах (0,0785 МПа у двигуна-прототипа) і 0,15 МПа в дизелях. Розрахунок системи мащення для проєктованого 1-циліндрового бензинового двигуна виконуємо за методикою та згідно рекомендацій [11].

### 5.2 Розрахунок масляного насоса

Масляний насос призначений для подачі оливи до поверхні тертя двигуна. У системі мащення проєктованого двигуна застосовується насос шестеренчастого типу із зовнішнім зчепленням.

Розрахунок системи мащення має мету визначення витратних характеристик системи та встановлення на їх основі конструктивних параметрів елементів системи. Спочатку визначається кількість теплоти  $Q_m$ , що відводиться з оливою. У відповідності з тепловим балансом,  $Q_m$  становить 1,5...3 % від теплоти, введеної у двигун з паливом

$$Q_m = (0,015...0,030) Q_0, \quad (5.1)$$

$$Q_m = 0,02 \cdot 38,808 = 0,776 \text{ Дж/с},$$

де  $Q_0$  – кількість теплоти, кДж, яка виділяється з паливом, внесеним в циліндр за 1 с.

$$Q_0 = H_u G_{\text{пал.}} / 3600, \quad (5.2)$$

$$Q_0 = 44000 \cdot 3,175 / 3600 = 38,808 \text{ Дж/с},$$

де  $H_u$  – найнижча теплота згоряння 1 кг палива, кДж;

$G_{\text{пал.}}$  – годинна витрата палива, кг/год

$$G_{\text{пал.}} = g_e \cdot N_e, \quad (5.3)$$

$$G_{\text{пал.}} = 0,3969 \cdot 8 = 3,175 \text{ кг/год},$$

де  $g_e = 0,3969$  кг/(кВт·год) – питома ефективна витрата палива (з теплового розрахунку);

$N_e = 8$  кВт – ефективна потужність (згідно завдання).

Циркуляційні витрати оливи при даному значенні  $Q_M$

$$V_{\text{ц}} = Q_M / (\rho_M \cdot c_M \cdot \Delta T_M), \quad (5.4)$$

$$V_{\text{ц}} = 0,776 / (900 \cdot 2,094 \cdot 12) = 0,0000343 \text{ м}^3/\text{с},$$

де  $\rho_M = 900$  кг/м<sup>3</sup> – густина масла;

$c_M = 2,094$  кДж/(кг·К) – середня теплоємність масла;

$\Delta T_M = (10 \dots 15)$  К – температура нагріву масла у двигуні.

Для стабільності тиску оливи в системі двигуна циркуляційні витрати оливи звичайно збільшують у два рази

$$V_{\text{ц}} = 2V_{\text{ц}} \quad (5.5)$$

$$V_{\text{ц}} = 2 \cdot 0,0000343 = 0,0000686 \text{ м}^3/\text{с}.$$

При визначенні розрахункової продуктивності масляного насоса  $V_p$  (м<sup>3</sup>/с) необхідно ураховувати витікання масла через торцеві та радіальні зазори, що враховують через об'ємний коефіцієнт подачі  $\eta_n$ .

Тоді

$$V_p = V_{\text{ц}} / \eta_n, \quad (5.6)$$

$$V_p = 0,000686 / 0,8 = 0,000858 \text{ м}^3/\text{с},$$

де  $\eta_n$  – вибирається в залежності від торцевих та радіальних зазорів між шестернями і корпусом, температури та в'язкості оливи, розрідження на вході у насос та протитиску на виході з нього, частоти обертання шестерні,  $\eta_n = 0,75 \dots 0,85$ .

Циркуляційні витрати оливи в системі мащення за одиницю часу можна визначити також виходячи з питомої кількості відведеної маслом теплоти

$$G_M = \xi \cdot N_e \cdot q / (\Delta T \cdot c_M), \quad (5.7)$$

$$G_M = 2,5 \cdot 8 \cdot 520 / (12 \cdot 2,094) = 413,881 \text{ кг/год},$$

де  $\xi$  – коефіцієнт надлишку оливи, необхідного на випадок перевантаження та форсування двигуна, порушення герметичності з'єднань системи, збільшення зазорів при зношенні,  $\xi = 1,5 \dots 3,5$ ;

$q$  – питома кількість відведеної оливою теплоти, для карбюраторних і газових двигунів,  $q = 230 \dots 520 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ .

$\Delta T$  – перепад теплоти оливи на виході із двигуна і на вході до нього: для суднових і тепловозних двигунів  $\Delta T = 5 \dots 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , для автотракторних двигунів з водомасляними охолоджувачами  $\Delta T = 20 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$ , для тих же двигунів з повітряно-масляними охолоджувачами  $\Delta T = 5 \dots 8 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$c_M$  – теплоємність оливи,  $c_M = 1,68 \dots 2,10 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ .

Таким чином, подача масляного насоса, л/год.

$$V_p = G_M / \rho, \quad (5.8)$$

$$V_p = 413,881 / 0,9 = 459,868 \text{ л/год} = 0,000128 \text{ м}^3/\text{с}$$

де  $\rho$  – густина масла, кг/л.

Питомий об'єм оливи, що заливається в систему мащення з мокрим картером:

$$V_{\text{оливи}} = 0,19 \cdot 8 = 1,52 \text{ л.} \quad (5.9)$$

При розрахунку насоса приймаємо, що об'єм зуба шестерні ( $\text{м}^3$ ) дорівнює об'єму западини між зубами (рис. 5.1)

$$V = \pi \cdot D_0 \cdot h \cdot b, \quad (5.10)$$

$$V = 3,14 \cdot 0,022 \cdot 0,003 \cdot 0,007 = 1,45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

де  $D_0$  – діаметр початкового кола шестерні, м;

$h$  – висота зуба, м;

$b$  – довжина зуба, м.

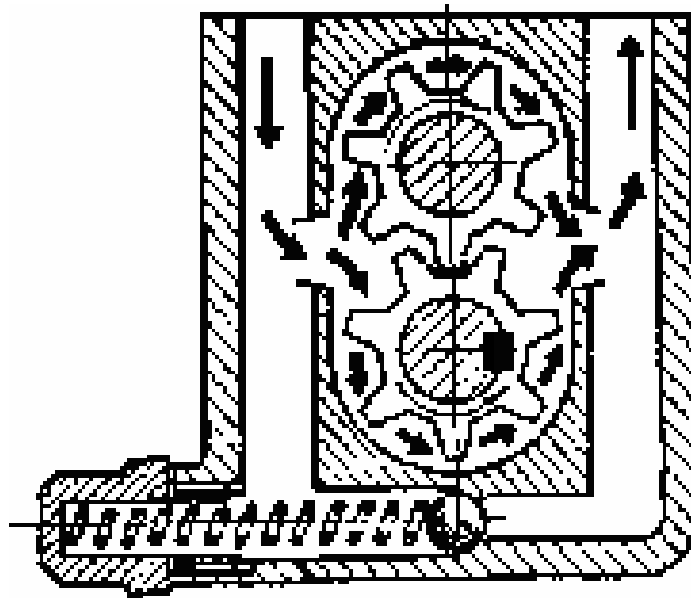


Рисунок 5.1 – Схема масляного насоса

Розрахункова продуктивності насоса

$$V_p = \pi \cdot D_0 \cdot h \cdot b \cdot n_H / 60. \quad (5.11)$$

$$V_p = 3,14 \cdot 0,022 \cdot 0,003 \cdot 0,007 \cdot 4700 / 60 = 0,0001136 \text{ м}^3/\text{с}$$

При висоті зуба, яка дорівнює двом модулям ( $h = 2m$ ), і  $D_0 = zm$

$$V_p = 2 \cdot \pi \cdot z \cdot m^2 \cdot b \cdot n_H / 60, \quad (5.12)$$

$$V_p = 2 \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot 0,003^2 \cdot 0,007 \cdot 4700 / 60 = 0,00019 \text{ м}^3/\text{с},$$

де  $z = 6$  – число зубів шестерні;

$m = 3$  мм – модуль зачеплення.

Задавшись значеннями  $m$ ,  $z$  і  $n_H$  із рівняння (5.12) знаходимо довжину зуба

$$b = 60V_p / (2\pi m^2 z n_H). \quad (5.13)$$

$$b = \frac{60 \cdot 0,00019}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,003^2 \cdot 6 \cdot 4700} = 0,007 \text{ м}.$$

Переріз вхідних і вихідних патрубків визначають по допустимим швидкостям оливи, які складають: для вхідних патрубків – 0,3...0,6 м/с, а для вихідних – 0,8...1,5 м/с.

Потужність, що витрачається на привід масляного насоса

$$N_n = V_p \cdot p / (\eta_{m.n} \cdot 10^3), \quad (5.14)$$

$$N_n = \frac{0,00019 \cdot 0,4}{0,9} = 0,083 \text{ кВт},$$

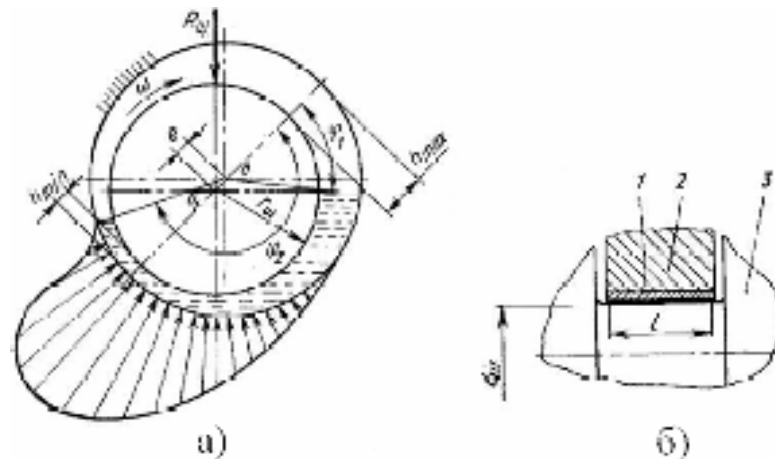
де  $V_p$  – розрахункова продуктивність масляного насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$p$  – робочий тиск оливи в системі (в карбюраторних двигунах  $p = 0,3 \dots 0,5$  МПа;

$\eta_{м.н} = 0,85 \dots 0,90$  – механічний ККД масляного насоса.

### 5.3 Розрахунок підшипника ковзання шатунної шийки

При проектуванні двигуна на основі даних його динамічного розрахунку знаходять сили, що діють на шийки колінчастого валу, на основі конструктивної проробки двигуна – розміри шийок і підшипників: діаметр шийки  $d_{ш}$  і довжина опорної поверхні вкладиша  $l$ .



1 – вкладиш, 2 – корпус підшипника, 3 – колінчастий вал

Рисунок 5.2 – Розташування вала в підшипнику (а) і конструктивна схема підшипника (б)

Для подальших розрахунків підшипника (рис. 5.2) знаходять ще ряд параметрів:

$\Delta = D' - d_{ш}$  – діаметральний зазор-різниця внутрішнього діаметра  $D'$  підшипника і діаметра  $d_{ш}$  шийки вала;

$\delta = \frac{\Delta}{2}$  – радіальний зазор, рівний половині діаметрального;

$\psi$  – відносний зазор

$$\psi = \Delta/d_{ш}, \quad (5.15)$$

$$\psi = 0,0364/27 = 0,001 \text{ мм},$$

$l/d_{ш}$  – відносна довжина підшипника;

$e$  – ексцентриситет;

$\chi = e/\delta$  – відносний ексцентриситет;

$h_{\min}$  – мінімальна товщина масляного шару

$$h_{\min} = \delta - e = \delta - \delta\chi = \delta(1 - \chi). \quad (5.16)$$

Гідродинамічний розрахунок підшипника полягає в наступному. Гідравлічний тиск, який виникає в шару оливи, залежить від умовного тиску  $k$ , тобто від зовнішнього навантаження, яке передається на підшипник.

Середній  $k_{\text{сер.}}$  і максимальний  $k'_{\text{сер.}}$  умовні тиски (МПа) визначаються як відношення середнього навантаження за робочий цикл двигуна  $(R_{ш})_{\text{сер.}}$  і в петлі максимальних зусиль  $(R_{ш})_{\text{сер.}}$ , діючих на шийку, до площини повздовжнього перерізу шийки ( $d_{ш} \cdot l$ )

$$k_{\text{сер.}} = \frac{(R_{ш})_{\text{сер.}}}{(d_{ш} \cdot l)}; \quad k'_{\text{сер.}} = \frac{(R'_{ш})_{\text{сер.}}}{(d_{ш} \cdot l)}. \quad (5.17)$$

Необхідно мати на увазі, що максимальний умовний тиск обмежується головним чином тому, що він визначає опір утомленості антифрикційного матеріалу підшипника.

Аналіз  $k_{\text{сер.}}$  і  $k'_{\text{сер.}}$  (див. табл. 5.1) являється тільки попередньою оцінкою працездатності підшипника.

Таблиця 5.1 – Значення середнього і максимального умовних тисків на шийку колінчастого валу [11]

Двигуни	Підшипники	$k_{сер.}$ , МПа	$k'_{сер.}$ , МПа
Легкових автомобілів	шатунні	0,5...0,8	0,8...12
	корінні	0,4...0,7	0,6...0,9
Вантажних автомобілів	шатунні	0,5...0,7	0,7...11
	корінні	0,4...0,6	0,6...0,8
Тракторні	шатунні	0,25...0,35	0,8...12
	корінні	0,35...0,4	0,6...0,9
Форсируванні дизелі	шатунні	0,9...16	25...42
	корінні	10...17	20...30

Далі підшипники проектованого двигуна розраховуються на основі гідродинамічної теорії мащення. Розрахунок полягає у визначенні мінімально допустимого зазору між валом і підшипником (мінімальна товщина шару оливи) при якому зберігається рідинне тертя і який залежить від деформації вала та підшипника, від висоти нерівностей їх поверхонь та відхилення форми поверхонь. Розрахунок звичайно проводиться на режимі номінальної потужності.

Мінімальний шар оливи в підшипнику по гідродинамічній теорії мащення

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-9} \eta \cdot n \cdot d_{ш} / (k_{cp} \psi \cdot c), \quad (5.18)$$

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-9} \cdot 0,00843 \cdot 4700 \cdot 27 / (0,6 \cdot 0,001 \cdot 2,087) = 0,0323 \text{ мм}$$

де  $\eta = 0,00843 \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамічна в'язкість оливи (табл. 2.3 [11]);

$n = 4700 \text{ хв}^{-1}$  – частота обертання вала;

$d_{ш} = 27 \text{ мм}$  – діаметр шатунної шийки вала;

$k_{cp} = 0,6 \text{ МПа}$  – середній умовний тиск на опорну поверхонь підшипника;

$c = 1 + d/l = 2,087$  – коефіцієнт, що характеризує геометрію вала в підшипнику;

$\ell = 23$  мм – довжина опорної поверхні підшипника.

При виборі значення густини оливи необхідно враховувати сорт оливи, і що середня температура шару оливи в підшипниках, залитих бабітом знаходиться в межах  $T = 363\dots373\text{K}$ , а залитих свинцевою бронзою  $T = 373\dots383\text{K}$ .

Величина діаметрального зазору ( $\Delta$ ) між підшипником і шийкою вала залежить від діаметра шийки і матеріалу заливки. Для шатунних шийок по даним А.М. Гугіна

$$\Delta = 0,007\sqrt{d_{ш.ш.}}, \text{ мм} \quad (5.19)$$

$$\Delta = 0,007\sqrt{27} = 0,0364 \text{ мм}$$

де  $d_{ш.ш.} = 27$  мм – діаметр шатунної шийки, мм.

Рахують, що тертя зі змащеним матеріалом буде забезпечено, якщо мінімальна відстань  $h_{\min}$  між валом і підшипником в частині шару з найменшою товщиною буде не менше суми критичної товщини  $h_{\text{кр.}}$  і робочої мінімальної товщини шарів оливи

$$h_{\min} \geq h_{\text{кр.}} + h_p . \quad (5.20)$$

$$h_{\min} \geq 0,005 \text{ мм}$$

Критична товщина шарів характеризується сумою висот нерівностей вала і підшипника та відхилення їх геометричної форми. В середньому для прироботаних автотракторних двигунів можна прийняти  $h_{\text{кр.}} = 0,003\dots0,004$  мм.

Мінімальна робоча товщина шару оливи  $h_p = 0,002$ мм.

Таким чином, в результаті розрахунку правильно сконструйованого підшипника мінімальна товщина  $h_{\min}$  шару оливи повинна бути більше 0,005...0,006 мм.

Коефіцієнт запасу надійності підшипника

$$K = h_{\min} / h_{кр.} \geq 2, \quad (5.21)$$

$$K = 0,0323 / 0,003 = 10,77,$$

де  $h_{кр.}$  – величина критичного шару оливи в підшипнику, при якому можливий перехід рідинного тертя в сухе (рубіжне).

$$h_{кр.} = h_{в.} + h_{п.} + h_{г.}, \quad (5.22)$$

де  $h_{в.}$ ,  $h_{п.}$  – величина нерівностей поверхонь вала і підшипника, мм;

$h_{г.}$  – розмір, враховуючий спотворення геометричних форм спряжених деталей.

Враховуючи, що нерівності, які залежать від виду механічного оброблення поверхонь, при роботі двигуна зменшуються, а визначення величини  $h_{г.}$  надто важко, для наближених розрахунків можна прийняти

$$h_{кр.} = h_{в.} + h_{п.} \quad (5.23)$$

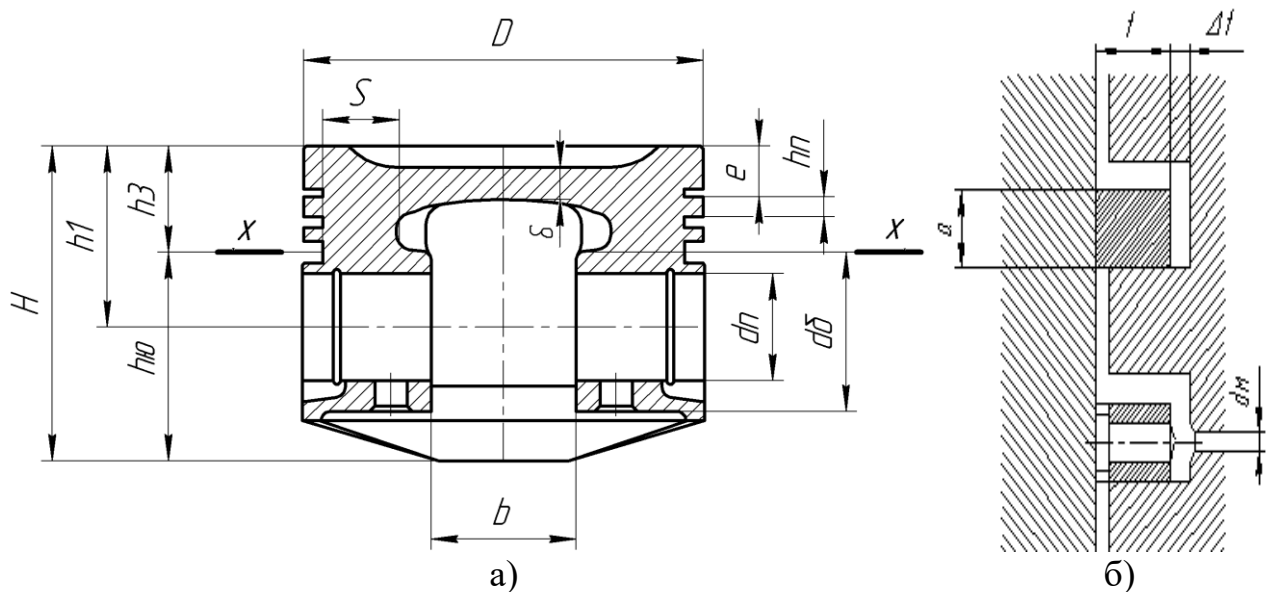
$$h_{кр.} = 0,00005 + 0,00005 = 0,0001 \text{ мм.}$$

Значення  $h_{в.}$  і  $h_{п.}$  (мм) при різних видах механічного оброблення:

– алмазне розточування	0,00030...0,00160;
– чисте шліфування	0,00020...0,00080;
– чисте полірування або хонінгування	0,00010...0,00040;
– суперфініш	0,00005...0,00025.

## 6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

Перевірочний розрахунок елементів поршня здійснюється без урахування змінних навантажень, величина яких враховується при встановленні відповідних допустимих напружень. Розраховуємо днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня. Розрахункова схема поршня представлена на рисунку 6.1.



а – поршень; б – поршневі кільця

Рисунок 6.1 – Розрахункова схема поршня

### 6.1 Початкові дані для розрахунку

На підставі даних теплового і динамічного розрахунків, з характеристик та з креслень двигуна встановлено:

- діаметр циліндра  $D = 79$  мм;
- хід поршня  $S = 62$  мм;
- максимальний тиск згоряння  $p_{z \max} = 5,766$  МПа при  $\varphi = 370^\circ$  ПКВ;

- номінальна частота обертання  $n = 4700 \text{ хв}^{-1}$ ;
- площа поршня  $F_{\text{п}} = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;
- найбільша нормальна сила  $N_{\text{max}} = 1839 \text{ Н}$  при  $\varphi = 380 \text{ }^\circ\text{ПКВ}$ ;
- найбільша частота обертання  $n_{\text{х.х.мак}} = 5500 \text{ хв}^{-1}$ ;
- відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda = 0,31$ ;
- висота поршня  $H = 65 \text{ мм}$ ;
- висота юбки поршня  $h_{\text{ю}} = 46,6 \text{ мм}$ ;
- радіальна товщина компресійного кільця  $t = 3,2 \text{ мм}$ ;
- радіальний зазор кільця в канавці поршня  $\Delta t = 0,4 \text{ мм}$ ;
- товщина верхньої кільцевої перемички  $h_{\text{п}} = 3,5 \text{ мм}$ ;
- товщина стінки головки поршня  $s = 4 \text{ мм}$ ;
- число и діаметр масляних каналів у поршні  $n'_{\text{м}} = 8$  і  $d_{\text{м}} = 2,5 \text{ мм}$ ;
- висота кільця  $a = 1,5 \text{ мм}$ ;
- товщина днища поршня  $\delta = 7 \text{ мм}$ .

Матеріал поршня – алюмінієвий сплав АК12М2МГН (Ал25) ГОСТ1583-93, з коефіцієнтом лінійного розширення  $\alpha_{\text{п}} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$ .

## 6.2 Розрахунок елементів поршня на міцність

Днище поршня розраховується на вигин від дії максимальної сили тиску газу  $p_{\text{zmax}}$  як рівномірно навантажена кругла плита, що вільно спирається на циліндр.

Напруження вигину в днищі поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = p_{\text{zmax}} \cdot \left( \frac{r_1}{\delta} \right)^2 = 5,766 \cdot \left( \frac{0,0319}{0,007} \right)^2 = 119,7 \text{ МПа}, \quad (6.1)$$

де  $M_{из} = \frac{1}{3} \cdot p_{zmax} \cdot r_i^3$  – згинаючий момент, МН·м;

$W_{из} = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$  – момент опору вигину плоского днища, м<sup>3</sup>;

$p_{zmax} = p_z = 6,501$  МПа – максимальний тиск згоряння;

$\delta = 0,007$  м – товщина днища поршня;

$r_i$  – внутрішній радіус днища, м:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{0,079}{2} - (0,04 + 0,0032 + 0,0004) = 0,0319 \text{ м.} \quad (6.2)$$

Допустимі напруги вигину днища поршнів із алюмінієвих сплавів  $[\sigma_{из}] = 20 \dots 150$  МПа, залежно від конструкції поршня [12]. Для розрахованого поршня  $\sigma_{из} = 119,7$  МПа, тобто поршень відповідає умові міцності по напруженню на вигин.

Крім напружень від тиску газів в днищі поршня виникають теплові напруження через різницю температур внутрішньої і зовнішньої поверхонь

$$\sigma_{теп} = \frac{\alpha_n \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda_{теп}} = \frac{22 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 1,335 \cdot 10^6 \cdot 0,007}{200 \cdot 215} = 0,526 \text{ МПа,} \quad (6.3)$$

де  $\alpha = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$  – коефіцієнт лінійного розширення для алюмінієвого сплаву;

$E = (1,0 \dots 1,2) \cdot 10^5$  МПа – модуль пружності алюмінієвого сплаву, приймаємо  $E = 1,1 \cdot 10^5$  МПа;

$\lambda_{теп} = 215 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  – коефіцієнт теплопровідності алюмінієвого сплаву;

$q$  – питома теплове навантаження

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot n) \cdot p_i, \quad (6.4)$$

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot 4700) \cdot 0,8953 = 1,335 \cdot 10^6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Сумарне напруження в охолоджуваному маслом днищі поршня:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{теп}} = 119,7 + 0,526 = 120,3 \text{ МПа.} \quad (6.5)$$

Допустимі сумарні напруження днища поршнів із  $[\sigma_{\Sigma}] = 150 \dots 250 \text{ МПа}$  [12]. Для розрахованого поршня  $\sigma_{\Sigma} = 120,3 \text{ МПа}$ , тобто поршень відповідає умові міцності.

Головка поршня в перерізі х-х (див. рис. 6.1), ослаблена отворами для відводу оливи, перевіряється на стиснення і розрив.

Напруження стиснення:

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{\text{zmax}} / F_{\text{х-х}} = 0,0283 / 0,000772 = 36,618 \text{ МПа,} \quad (6.6)$$

де  $P_{\text{zmax}} = P_z \cdot F_{\text{п}} = 0,0283 \text{ МН}$  – максимальна сила тиску газів на днище поршня;

$F_{\text{х-х}}$  – площа перетину х-х:

$$F_{\text{х-х}} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_m F', \quad (6.7)$$

$$F_{\text{х-х}} = \left[ \frac{3,14}{4} \cdot (0,0718^2 - 0,0638^2) - 8 \cdot 0,00001 \right] \cdot 10^{-6} = 0,000772 \text{ м}^2;$$

де  $d_i = 2 \cdot r_i = 2 \cdot 0,0319 = 0,0638 \text{ м}$ ;

$d_k$  – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 0,079 - 2 \cdot (0,0032 + 0,0004) = 0,0718 \text{ м;} \quad (6.8)$$

$F'$  – площа поздовжнього діаметрального перетину масляного каналу:

$$F' = \frac{d_k - d_i}{2} \cdot d_M = \frac{0,0718 - 0,0638}{2} \cdot 0,0025 = 0,00001 \text{ мм}^2. \quad (6.9)$$

Напруження розриву в перетині x-x:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,003136}{0,000772} = 4,064 \text{ МПа}, \quad (6.10)$$

Сила інерції зворотно поступально рухомих мас визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході двигуна:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x-x,\max}^2 \cdot (1+\lambda), \quad (6.11)$$

$$P_j = 0,233 \cdot 0,031 \cdot 575,7^2 \cdot (1 + 0,31) \cdot 10^{-6} = 0,003136 \text{ МН},$$

де  $m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_{\Pi}$ ; приймаємо  $m_{x-x} = 0,5 \cdot 0,466 = 0,233 \text{ кг}$ ;

$m_{\Pi} = 0,466 \text{ кг}$  – маса поршневої групи;

$R = S/2 = 0,031 \text{ м}$  – радіус кривошипа;

$\omega_{x-x,\max}$  – максимальна частота обертання колінчастого валу:

$$\omega_{x-x,\max} = \frac{\pi \cdot n_{x-x,\max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 5500}{30} = 575,7 \text{ рад/с}; \quad (6.12)$$

$\lambda = \frac{R}{L_{\text{ш}}} = 0,31$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Допустимі напруження на стиск і розтяг для поршнів з алюмінієвих сплавів  $[\sigma_{\text{сж}}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma_p] = 4 \dots 10 \text{ МПа}$  [12]. Розраховані напруження  $\sigma_{\text{сж}} = 36,618 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_p = 4,064 \text{ МПа}$  – умови міцності на розтягування і стиснення витримуються.

Товщина верхньої кільцевої перемички  $h_{\Pi}$  (див. рис. 6.1) розраховується на зріз і на вигин від дії максимальної газової сили  $P_{z\max}$ .

Перемичка розраховується як кільцева пластина, затиснена по окружності діаметром  $d_k$  і рівномірно навантажена по площі  $F_{к.п.}$  силою  $P_k$

$$P_k = 0,9 \cdot p_{zmax} \cdot F_{к.п.} = 0,9 \cdot 5,766 \cdot 0,00341 = 0,0177 \text{ МН}; \quad (6.13)$$

$$F_{к.п.} = \pi \cdot (D^2 - d_k^2) = 3,14 \cdot (0,079^2 - 0,0718^2) = 0,00341 \text{ м}^2. \quad (6.14)$$

Напруження зрізу кільцевої перемички:

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot p_{zmax} \cdot D}{h_{п}} = \frac{0,0314 \cdot 5,766 \cdot 0,079}{0,0035} = 4,087 \text{ МПа}, \quad (6.15)$$

де  $D = 0,079$  м – діаметр циліндра;

$h_{п} = 0,0035$  м – товщина верхньої кільцевої перемички.

Напруження вигину верхньої кільцевої перемички:

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{zmax} \cdot \left( \frac{D}{h_{п}} \right)^2, \quad (6.16)$$

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot 5,766 \cdot \left( \frac{0,079}{0,0035} \right)^2 = 13,219 \text{ МПа}.$$

Складне напруження по третій теорії міцності:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{13,219^2 + 4 \cdot 4,087^2} = 15,542 \text{ МПа}. \quad (6.17)$$

Для поршнів з алюмінієвих сплавів допустимі сумарні напруження у верхніх кільцевих перемичках з врахуванням значних температурних навантажень знаходяться в межах  $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40$  МПа [12]. Значення  $\sigma_{\Sigma} = 15,542$  МПа задовольняє вимогам міцності.

Максимальні питомі тиски юбки поршня  $h_{ю}$  і поршня по всій висоті  $H$  на стінку циліндра визначаємо відповідно з рівнянь:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю} \cdot D} = \frac{0,001839}{0,0466 \cdot 0,079} = 0,4995 \text{ МПа}, \quad (6.18)$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D} = \frac{0,001839}{0,065 \cdot 0,079} = 0,3581 \text{ МПа}, \quad (6.19)$$

де  $N_{\max} = 0,001839$  МН – найбільша нормальна сила, що діє на стінку циліндра при роботі двигуна на режимі максимальної потужності і визначається за даними динамічного розрахунку.

Для сучасних двигунів  $q_1 = 0,3 \dots 1,0$  і  $q_2 = 0,2 \dots 0,7$  МПа [12] – вимога виконується.

### 6.3 Розрахунок теплових зазорів

З метою запобігання заклинювання поршнів при роботі двигуна розміри діаметрів головки  $D_{г}$  і юбки  $D_{ю}$  поршня визначаємо, виходячи з наявності необхідних монтажних зазорів  $\Delta_{г}$  і  $\Delta_{ю}$  між стінками циліндра і поршня в холодному стані. За статистичними даними [12] для алюмінієвих поршнів з нерозрізними юбками приймаємо:

$$\Delta_{г} = (0,006 \dots 0,008) \cdot D = 0,007 \cdot 0,079 = 0,000553 \text{ м},$$

$$\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D = 0,0015 \cdot 0,079 = 0,000119 \text{ м}.$$

Встановивши  $\Delta_{г}$  и  $\Delta_{ю}$ , визначаємо

$$D_{г} = D - \Delta_{г} = 0,079 - 0,000553 = 0,078447 \text{ м}, \quad (6.20)$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 0,079 - 0,000119 = 0,078881 \text{ м.} \quad (6.21)$$

Правильність встановлених розмірів  $D_{г}$  і  $D_{ю}$  перевіряємо з урахуванням теплового розширення в робочому стані за формулами

$$\Delta_{г}' = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_{г} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{г} - T_0)], \quad (6.22)$$

$$\Delta_{г}' = 0,079 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (463 - 293)] - 0,078447 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (620 - 293)] = 14 \cdot 10^{-5} \text{ м,}$$

$$\Delta_{ю}' = D \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ю} - T_0)], \quad (6.23)$$

$$\Delta_{ю}' = 0,079 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (463 - 293)] - 0,078881 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (490 - 293)] = 7 \cdot 10^{-5} \text{ м,}$$

де  $\Delta_{г}'$  і  $\Delta_{ю}'$  – діаметральні зазори в гарячому стані відповідно між стінкою циліндра і головкою поршня і між стінкою циліндра і юбкою поршня;

$\alpha_{ц}$  і  $\alpha_{п}$  – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів циліндра і поршня. Для алюмінієвих сплавів (поршень)  $\alpha_{п} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$ ; для чавуну (циліндр)  $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$ ;

$T_{ц} = 443 \dots 463 \text{ К}$ , приймаємо  $T_{ц} = 463 \text{ К}$  – температура стінок циліндра;

$T_{г} = 573 \dots 873 \text{ К}$ , приймаємо  $T_{г} = 620 \text{ К}$  – температура головки;

$T_{ю} = 483 \dots 613 \text{ К}$ , приймаємо  $T_{ю} = 490 \text{ К}$  – температура юбки поршня;

$T_0 = 293 \text{ К}$  – початкова температура циліндра і поршня.

Позитивні значення  $\Delta_{г}' > 0$  і  $\Delta_{ю}' > 0$  є умовою нормальної роботи поршня в циліндрі, і свідчить про неможливість їх заклинювання при роботі.

## 7 ВИСНОВКИ

Відповідно до завдання дипломного проекту, розраховано і спроектовано бензиновий 1-циліндровий двигун внутрішнього згорання для мотоблоку з наступними вихідними даними:

- ефективна потужність на валу  $N_e = 8$  кВт;
- частота обертання валу  $n = 4700$  хв<sup>-1</sup>.

Пояснювальна записка до дипломного проекту складається із шести розділів і креслень.

У першому розділі обґрунтовано доцільність проектування двигуна для мотоблоку із вказаними характеристиками. Технічним ефектом проекту є збільшення ступеня стиснення двигуна з  $\epsilon = 8,5$  до  $\epsilon = 9,5$  із відповідним збільшенням октанового числа використовуваного палива до марки А-92 ДСТУ 7687:2015. Внаслідок цього розраховано збільшення потужності двигуна з 7,35 кВт до 8 кВт (на 8,84 %). Спроекований двигун за своїми характеристиками буде перевершувати двигун-прототип, тобто буде більш конкурентоздатним на ринку.

У другому розділі був виконаний тепловий розрахунок із використанням комп'ютерної програми Engine Calculation. За результатами теплового розрахунку отримано індикаторні та ефективні показники двигуна:

- індикаторна робота  $L_i = 271,93$  Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск  $p_i = 0,8953$  МПа;
- індикаторний ККД  $\eta_i = 0,4756$ ;
- питома індикаторна витрата палива  $g_i = 0,2977 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$ .
- ефективна потужність двигуна  $N_e = 7,99$  кВт;
- середній ефективний тиск  $p_e = 0,671$  МПа;
- питома ефективна витрата палива  $g_e = 0,3969$  МПа;
- ефективний ККД  $\eta_e = 0,357$ ;

побудовано індикаторні діаграми в координатах  $p$ - $V$  і  $T$ - $V$ .

У третьому розділі виконано динамічний розрахунок і побудовані діаграми сил та обертальних моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму.

Результати теплового та динамічного розрахунків наведено на кресленнях – на 2 аркушах формату А1.

В четвертому розділі виконано конструювання двигуна. Розроблено складальні креслення двигуна – повздовжні та поперечні перерізи на форматі А0. Виконано опис особливостей конструкції двигуна, виконано порівняння технічних характеристик з двигуном-прототипом. Описано конструкцію всіх систем двигуна.

В п'ятому розділі розраховано систему мащення двигуна:

- циркуляційні витрати моторної оливи;
- геометричні розміри шестерень масляного насосу;
- розраховано підшипник ковзання шатунної шийки;
- розраховано шар моторної оливи в зазорі шийка – підшипник.

Розрахована система мащення забезпечує надійне мащення шийок колінчастого валу на номінальному режимі роботи.

В шостому розділі виконано розрахунок на міцність поршня. Розраховано днище (головку), стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня. Розраховані напруження у всіх вказаних елементах поршня менші за граничні значення – поршень має необхідний запас міцності. Розроблено креслення поршня на форматі А1.

**ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Кубіч В. І. Складові частини об'єктів транспортного машинобудування. Навчальний посібник [Текст]: 2-ге вид., перероб. і доп. / В. І. Кубіч, Г. І. Слинько. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 362 с.
2. Кубіч, В. І. Особливості конструкції машин з двигунами внутрішнього згорання : Навч. посібник [Текст] / В. І. Кубіч, Г. І. Слинько. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 246 с.
3. Мотоблоки [Електронний ресурс] / Сайт «STORGOM». – Режим доступу: <https://storgom.ua/motobloki.html>
4. Мотоблоки [Електронний ресурс] / Сайт «Все мотоблоки». – Режим доступу: <https://vse-motobloki.com.ua/motobloki/>
5. Мотоблоки в Україні [Електронний ресурс] / Сайт «GK tools». – Режим доступу: <https://www.gk-tools.com.ua/motobloki-i-kultivatori/motobloki/>
6. Мотоблоки [Електронний ресурс] / Сайт «ROZETKA». – Режим доступу: <https://rozetka.com.ua/ua/motobloki-4674519/c4674519/>
7. Егоров, Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.
8. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.
9. Методичні вказівки до індивідуальних розрахунково-графічних робіт з теплового та динамічного розрахунків ДВЗ для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл. Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 30 с.
10. Двигатели «Мотор Січ» 05853 (МС-10П), «Мотор Січ» 05853-01 (МС-10П-01), «Мотор Січ» 05853-02 (МС-10П-02), «Мотор Січ» 05853-03 (МС-10П-

03), «Мотор Січ» 05853-04 (МС-10П-04) : Руководство по эксплуатации 0585300000 РЭ [Текст] / В.Ф. Омельченко // Запорожье: АО «Мотор Сич». – 2012. – 44 с.

11. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Системи ДВЗ” для студентів спеціальності 6.090200 “Двигуни внутрішнього згорання” денної та заочної форм навчання. / Укладачі: Коваленко І.І., Дударенко О.В. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2010. – 106 с.

12. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.

13. Методичні вказівки до виконання та захисту кваліфікаційної роботи бакалавра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» / Укл. : Г. І. Слинько, В. О. Мазін, С. О. Беженев, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 26 с.

**ДОДАТОК А**  
**Специфікації складальних креслень**

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
<i>Документація</i>							
А0			10-00.10.000 СБ	Двигун			
<i>Складальні одиниці</i>							
		1	10-00.10.001	Маховик в сборі	1		
		2	10-00.10.002	Фільтр масляий	1		
		3	10-00.10.003	Насос бензиновий	1		
		4	10-00.10.004	Високовольтний провід	1		
		5	10-00.10.005	Карбюратор	1		
		6	10-00.10.006	Глушник шуму випуску	1		
<i>Деталі</i>							
		7	10-00.10.007	Блок циліндрів	1		
		8	10-00.10.008	Циліндр	1		
		9	10-00.10.009	Головка блока циліндрів	1		
А1		10	10-00.10.010	Поршень	1		
		11	10-00.10.011	Палець поршневий	1		
		12	10-00.10.012	Вал колінчатий	1		
		13	10-00.10.013	Пружина клапана внутрішня	2		
		14	10-00.10.014	Пружина клапана зовнішня	2		
		15	10-00.10.015	Шатун	1		
		16	10-00.10.016	Клапан впускний	1		
		17	10-00.10.017	Клапан випускний	2		
		18	10-00.10.018	Вал розподільний	1		
			10-00.10.000 СП				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.	Водяний						
Пров.	Слинько						
Н.контр.	Слинько						
Утв.	Слинько						
<b>Двигун</b>					Лит.	Лист	Листов
						1	3
					НУ "Зап. політехніка" Група Т-419		



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Стандартні вироби</u>		
				<i>Болти ГОСТ 7798-70</i>		
		42		<i>M5-6gx16,88.35.019</i>	10	
		43		<i>M8-6gx22,88.35.019</i>	4	
				<i>Шайби ГОСТ 11371-78</i>		
		44		<i>4,65ГО.6</i>	4	
		45		<i>5,65ГО.6</i>	10	
		46		<i>8,65ГО.6</i>	4	
		47		<i>Гвинт M4-6gx10,88.35.019</i>		
				<i>ГОСТ 17473-80</i>	4	
				<u>Матеріали</u>		
		48		<i>Олива моторна АЗМОЛ</i>		
				<i>M-20/5040 супер</i>	1,5л	

И-№ № подл.	Подп. и дата
Взам инв. №	Подп. и дата
Инв. № оцідл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

10-00.10.000 СП

Лист  
3